

THÈSES

présentées

A LA FACULTE DES SCIENCES DE L'UNIVERSITE DE DIJON

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE DIJON
(Mention Sciences)

par

B. LECUYER

Ingénieur diplômé par l'Etat

————— oOo —————

1° THESE : Contribution à l'étude de la déformation
plastique des aciers dans le cas de la flexion
plane.

Application au redressage industriel.

2° THESE : Propositions données par la Faculté.

————— oOo —————

Soutenues le Samedi 2 Juillet 1966 devant la commission d'Examen

JURY

M. BOUCHARD

Président

M. TIROUFLET

Examineur

M. CAPELLE

M. FLECHON

} Examineurs invités



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41548204_0003

THÈSES

présentées

A LA FACULTE DES SCIENCES DE L'UNIVERSITE DE DIJON

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE DIJON

(Mention Sciences)

par

B. LECUYER

Ingénieur diplômé par l'Etat

— oOo —

1° THESE : Contribution à l'étude de la déformation
plastique des aciers dans le cas de la flexion
plane.

Application au redressage industriel.

2° THESE : Propositions données par la Faculté.

— oOo —

Soutenues le Samedi 2 Juillet 1966 devant la commission d'Examen

JURY

M. BOUCHARD

Président

M. TIROUFLET

Examineur

M. CAPELLE

M. FLECHON

} Examineurs invités



UNIVERSITE DE DIJONFACULTE DES SCIENCES

Doyen R. CIRY
Assesseur J. BOUCHARD

Professeurs

MM. F. LAGRANGE	Mathématiques
R. CIRY	Géologie
J. DECOMBE	Chimie appliquée
B. D'ORGEVAL- DUBOUCHET	Mécanique
J. BOUCHARD	Radio-Electricité
C. ARNAL	Botanique
R. HUSSON	Biologie générale et animale
J. TIROUFLET	Chimie
L. MARIOT	Physique
J. ARBAULT	Mathématiques
P. BARRET	Chimie
G. CLEMENT	Physiologie animale
C. BARON	Chimie biologique
C. NOIROT	Zoologie
P. HENRY	Botanique appliquée
R. AMIOT	Chimie-physique
P. RAT	Géologie
P. VERNIER	Physique
J. CHAUDONNERET	Biologie animale
F. BUGNON	Biologie végétale
JP. MANGIN	Géologie
Mme G. WATELLE	Chimie
MM. P. PIGEAUD	Mathématiques
P. FOURNARI	Chimie
J. MORET BAILLY	Physique

Maîtres de conférences

MM. P. CACHON	Physique
L. GODEFROY	Electronique
A. HANEN	Mathématiques
H. TINTANT	Géologie
M. GUYOT	Biologie- végétale
Mme G. GODEFROY	Physique

Professeur honoraire

M. R. DENIS

ConSeiller Administratif

M. G. CHABIN

A MON MAITRE

Monsieur le Professeur Jean FLECHON

Hommage de ma profonde gratitude

A M. MASSE qui, grâce à son aide désintéressée et sa bienveillante compréhension, m'a permis de trouver dans l'étude la plus belle source de satisfaction.

AVANT - PROPOS

Ce travail a été commencé au Laboratoire de Physique de la Faculté des Sciences de DIJON.

Que Monsieur BOUCHARD, Directeur du Département de Physique de la Faculté qui a bien voulu nous accueillir, nous faciliter la tâche et présider notre Jury, veuille bien trouver ici l'expression de nos remerciements respectueux.

Monsieur le Professeur TIROUFLET, Directeur de la Promotion Supérieure du Travail nous a toujours guidé avec bienveillance et appuyé avec efficacité. Nous l'assurons de notre fidèle gratitude.

Monsieur le Recteur CAPELLE, sollicité par notre Directeur de Thèse, a accepté d'examiner en détail notre rédaction. Il nous a suggéré d'importantes modifications dans le cours de notre exposé et nous a éclairé d'une critique objective. Pour tout cela et pour sa présence dans notre Jury nous le remercions respectueusement.

Nous avons reçu dans les Laboratoires Industriels auxquels nous nous sommes adressés un accueil sympathique et une aide bénévole importante. Des machines coûteuses, des montages délicats et complexes ont été mis à notre disposition pour vérifier les points essentiels de nos hypothèses. Nous remercions en particulier :

Monsieur J. AVRIL	-	Directeur de la Société BUDD
Monsieur FERRET	-	Directeur de la Société RIVOM
Monsieur MORLAT	-	Ingénieur à la Société NACHET
Monsieur CIZERON	-	Ingénieur-Conseil à la Société ADAMEL
Monsieur BERGER	-	Ingénieur à la Société VALLOUREC.

sans qui bien des points de notre exposé seraient demeurés loin de la sanction de l'expérience.

Une thèse est toujours une oeuvre collective où le chercheur se présente comme un catalyseur souvent intermittent, un chef d'orchestre ne connaissant que des fragments de partition. C'est pourquoi notre gratitude sincère va vers tous ceux qui de près ou de loin nous ont permis de la conduire à son terme.

I N T R O D U C T I O N

L'objet de ce travail est d'examiner s'il est possible de donner au redressage industriel des tubes et barres à section circulaire, des bases qui ne résultent pas exclusivement d'observations empiriques.

En effet les profilés pleins ou tubulaires de section circulaire obtenus après laminage ou étirage ne sont jamais parfaitement rectilignes, mais possèdent généralement une flèche de 0,2 à 0,5 % de leur longueur. Le dressage de ces produits métallurgiques peut être réalisé par des méthodes très différentes : dressage à la main ou au balancier, emploi de machines dans lesquelles le produit à dresser avance sans tourner au cours du dressage ou est animé d'un mouvement hélicoïdal.

Dans tous les cas le tube ou barre doit subir une déformation plastique convenable propre à supprimer sa flèche initiale. Nous limitons notre sujet à l'examen des transformations subies par l'échantillon traité au cours d'un mouvement hélicoïdal forcé : la presseuse utilisée dans ce cas est dite à galets hyperboliques. C'est cette machine que nous nous proposons d'améliorer afin d'augmenter son débit au maximum compatible avec l'efficacité de l'opération entreprise.

A l'instant t la barre à dresser, engagée dans la machine, est coincée entre 3 galets dont les deux extrêmes servant d'appui le long d'une même génératrice et le troisième équidistant des deux autres impose une flexion plastique plane à la portion traitée. La déformation ainsi provoquée est du type : poutre sur appuis chargée en son milieu. A l'instant $t + dt$ le profilé avance d'une longueur dl en tournant autour de son axe d'un angle $d\theta$.

Si l'on admet qu'une zone superficielle déformée plastiquement correspond à chaque position de la barre tout se passe comme si une hélice d'alliage durci par la déformation plastique lui servait de gaine externe assurant sa rectitude.

Cette analyse sommaire permet d'indiquer que la machine à galets hyperboliques ne peut être améliorée qu'après étude de la flexion plane d'une poutre de l'alliage utilisé reposant sur appuis et chargée en son milieu avec détermination des zones déformées plastiquement.

L'examen de la déformation plastique de l'acier peut être conduit en éliminant tous les paramètres autres que l'allongement relatif dont la détermination précise nous renseignera sur l'état réel de la zone considérée. Il convient donc d'aborder le problème posé par des essais critiques de traction simple, dont la validité peut être aisément appréciée par la détermination du module d'Young bien connu par d'autres méthodes. L'emploi de jauges de contrainte en flexion permettra de contrôler les résultats de la traction et d'écrire en zone plastique des équations valables pour ces deux séries de transformations.

Notre travail sera divisé en quatre parties :

- Chapitre 1 : Rappels fondamentaux.
 - Chapitre 2 : Etude des courbes rationnelles de traction.
 - Chapitre 3 : Etude de la flexion plane.
Application de l'équation de Ludwig déduite des courbes rationnelles de traction.
 - Chapitre 4 : Application à une machine à redresser.
Modifications possibles.
-

Chap. 1 - RAPPELS FONDAMENTAUX

A) - FORMULE GENERALISEE DES DEFORMATIONS

Un système de forces quelconque appliqué à un solide peut se réduire soit à deux forces non concourantes, soit à une force et un couple. Six grandeurs sont donc nécessaires pour définir cet état de forces. Par analogie, à la surface d'une structure, le problème se réduit à une équation à deux dimensions.

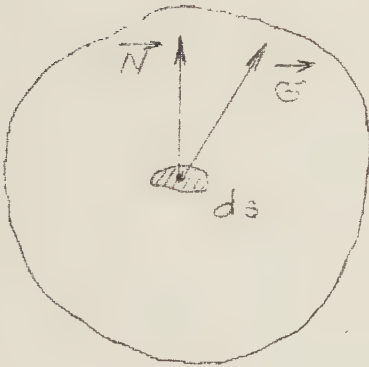


Fig. 1

Pour définir l'état de contrainte au voisinage de dS , le tenseur des actions exercées par un côté sur l'autre le long de l'axe dS est réductible à une force à condition de conserver dS "infinitement petit". L'un des domaines du solide situé dans le demi-espace limité par dS subit de la part de l'autre domaine une force dF .

Réciproquement celui-ci subit par l'intermédiaire de dS une force $-dF$, à l'équilibre. La contrainte est par définition le vecteur :

$$\vec{\sigma} = \frac{1}{ds} d\vec{F}$$

Elle est comparable à une pression dans un liquide, et s'exprime avec les mêmes unités. Une différence essentielle pourtant est à noter : la contrainte $\vec{\sigma}$ n'est pas forcément normale à la surface. Ces composantes sont $\vec{\sigma} \cdot \vec{N}$ et une composante $\vec{\sigma} \cdot \vec{T}$ tangentielles, alors qu'une force pressante associée à une pression est toujours normale. Elle peut être, par convention, positive dans le cas d'une extension, et négative dans le cas d'une compression. Dans la

pratique, tous les mécaniciens, par tradition, utilisent comme unité de contrainte le kilogramme-force par millimètre carré. L'unité légale est le Pascal, mais cette unité étant trop petite, il est toléré d'employer le Bar ou l'hectobar, voisin à 2 % près du kg_f/mm^2 .

Si nous considérons la figure 2 :

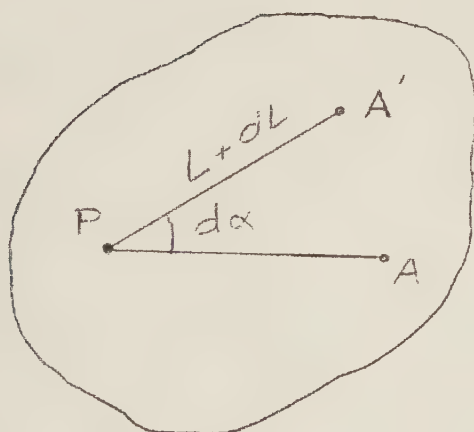


Fig. 2

En un point P du solide, infiniment voisin d'un point tel que A, nous supposons le solide soumis à l'action de forces mécaniques. Celui-ci se déforme et le point A vient en A'. La déformation longitudinale dans la direction PA est l'allongement relatif :

$$\frac{PA' - PA}{PA} = \frac{dL}{L} = \varepsilon$$

La déformation latérale matérialisant l'effet de cisaillement est définie par l'angle

$$\angle APA' = d\alpha$$

Les déformations longitudinales et transversales sont des nombres sans dimensions, ce sont des rapports de longueurs ou des angles radians. Ces nombres sont toujours

en résistance des matériaux, très faibles de l'ordre de 10^{-6} .

Pour faciliter le langage, ce 10^{-6} est appelé microdéformation. Ainsi, dans le cas de la définition d'une limite élastique à 0,2 %, si une pièce s'allonge de 0,2 % dans une direction donnée, on dira que sa déformation est de $2\,000 \cdot 10^{-6}$ ou 2 000 microdéformations.

L'ingénieur se préoccupe surtout des déformations à la surface des structures considérées. Ceci peut sembler à priori une servi-

tude, en réalité il n'en est rien, car la majorité des cas de constructions industrielles présentent les contraintes et les déformations maximales à la surface de leurs structures et l'art de l'ingénieur est précisément de calculer ces contraintes et déformations maximales.

Des relations existent donc entre ces contraintes et déformations dans le domaine élastique. Si les relations peuvent s'exprimer par des équations du premier degré nous parlerons de domaine linéaire ou proportionnel, étant entendu que les termes d'ordre supérieur dans le développement sont supprimés. Une déformation relative ε suivant une direction donnée, en un point P donné, est fonction des différentes contraintes σ appliquées autour du point P. Sous une forme développée, on peut écrire d'une façon générale :

$$\varepsilon = f(t, \sigma) + A_0 + \sum A_1 \sigma + \sum A_2 \sigma^2 + \dots$$

$f(t, \sigma)$ étant une fonction du temps et les autres termes étant des développements en série de puissance de tous les σ^n indépendants de t.

Dire que $f(t, \sigma) = 0$, c'est admettre qu'il n'y a plus de fluage.

De même dire que $A_0 = 0$, c'est admettre que l'on est dans le domaine élastique.

Supprimer les termes σ^2 , σ^3 , ... etc, c'est admettre que l'on est dans le domaine linéaire proportionnel. Ceci peut se justifier très largement dans l'industrie, car en effet, les contraintes couramment calculées dans l'acier correspondant à des déformations de l'ordre de 50 microdéformations, soit $50 \cdot 10^{-6}$ décelables par les méthodes expérimentales, par contre les termes d'ordre supérieur négligés condui-

raient à envisager des déformations de l'ordre de $25 \cdot 10^{-10}$ non décelables par les moyens d'analyse les plus fins que nous ayons à notre disposition actuellement. Ainsi le fait de parler au voisinage d'une grosse machine doit la faire vibrer avec des amplitudes de cet ordre. Nous n'en tenons pas compte.

B) - RAPPEL DES LOIS DE LA RESISTANCE DES MATERIAUX DANS LE DOMAINE ELASTIQUE

- Cas de la traction pure :

Si l'on considère la figure 3, représentant une barre prismatique de section S , soumise à la seule traction d'une force F dirigée selon la direction des Y positifs, et de sa réaction $-F$, la contrainte selon la direction oy est donc :

$$\sigma_y = \frac{F}{S}$$

Ceci, bien entendu, en admettant l'hypothèse de BARRE de Saint-Venant qui, pour tenir compte des ancrages et de la forme de ceux-ci considère que les contraintes sont uniformément réparties dans une zone centrale assez éloignée des extrémités.

Dans la direction de ox la contrainte est évidemment nulle. L'expérience suivante le confirme aisément. Si nous coupons la barre dans le sens longitudinal, les deux parties obtenues ne se séparent pas et restent l'une contre l'autre. Mais, et ceci est important,

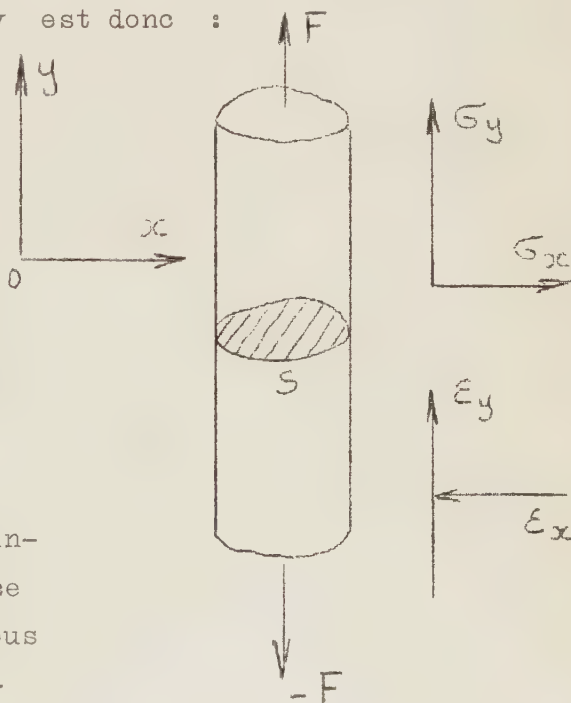


Fig. 3

bien que la contrainte σ_x soit nulle, la déformation relative ϵ_x est non nulle, chacun sait que le fait de tirer sur un barreau provoque un rétrécissement de sa section et la déformation correspondante est donnée par la formule suivante :

$$\epsilon_x = - \frac{\mu}{E} \sigma_y$$

Les facteurs de proportionnalité E et μ dépendant du matériau utilisé, E étant le module d'Young et μ le coefficient de Poisson. La valeur de E est d'environ 20 000 kg_f/mm² pour les aciers usuels.

Le coefficient de Poisson μ est un nombre sans dimensions, voisin de 0,3 pour ces mêmes métaux. On le définit généralement comme le rapport de la diminution de l'unité de longueur dans la section droite, à l'allongement de l'unité de longueur dans le sens longitudinal. Ainsi, pour une éprouvette de diamètre D et de longueur L , le coefficient de Poisson μ peut s'écrire :

$$\mu = - \frac{\left(\frac{dD}{D}\right)}{\left(\frac{dL}{L}\right)}$$

L'extension longitudinale $\epsilon_y = \frac{dL}{L}$ et la contraction latérale $\epsilon_x = \frac{dD}{D}$ qui en résultent sont proportionnelles à la contrainte donc proportionnelles entre elles.

$$\epsilon_x = - \mu \epsilon_y$$

En ce qui concerne les déformations selon oy , dans le domaine linéaire, celles-ci sont données par la loi de HOOKE :

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} \sigma_y$$

ou, sous une autre forme généralement admise :

$$\lambda = \frac{dL}{L} = \frac{1}{E} \frac{F}{S}$$

dans laquelle $\frac{dL}{L}$ est l'allongement relatif ou unitaire, L étant la longueur du barreau éprouvette, cette valeur est souvent appelée ϵ et $\frac{F}{S}$ est également désigné par σ , avec ces nouvelles notations, les mécaniciens utilisent la même relation sous la forme $\sigma = E\epsilon$.

Il est facile de montrer qu'il ne peut y avoir conservation de volume pour les métaux en déformation élastique, car ceci n'aurait lieu que si $\mu = 0,5$ ce qui n'est pas (4).

C) - FLEXION PLANE

Nous avons vu qu'entre contraintes et déformations des relations existent, et nous nous proposons d'établir ces relations dans le cas de la flexion plane. Dans ces conditions, deux cas sont possibles

- Si l'annulation des charges provoque l'annulation des contraintes, l'étude du solide se fait dans le domaine élastique.
- Si au contraire, l'annulation des charges n'entraîne pas l'annulation des contraintes, l'étude du solide se situera dans le domaine plastique.

Nous supposerons une barre reposant sur deux appuis (Fig. 4), et nous allons établir les lois et formules connues en résistance des matériaux, dans le cas de la flexion plane, tout en restant dans le domaine élastique. Ceci nous sera utile lorsque nous essayerons d'analyser les déformations dans le domaine plastique.

Nous ferons les hypothèses habituellement admises en flexion plane, à savoir :

a) - Hypothèses sur le corps solide :

- la poutre admet un plan de symétrie
- elle est formée de "fibres" parallèles à $x'x$

b) - Hypothèses sur les forces :

- les forces agissent dans le plan de symétrie
- elles sont perpendiculaires à l'axe $x'x$

c) - Hypothèses sur les déformations :

- les déformations sont petites et ne modifient pas les intensités des forces, ni leurs distances respectives
- toute "fibre" contenue dans un plan parallèle au plan de symétrie demeure dans ce plan pendant la déformation
- les sections droites de la poutre demeurent planes et perpendiculaires à $x'x$.

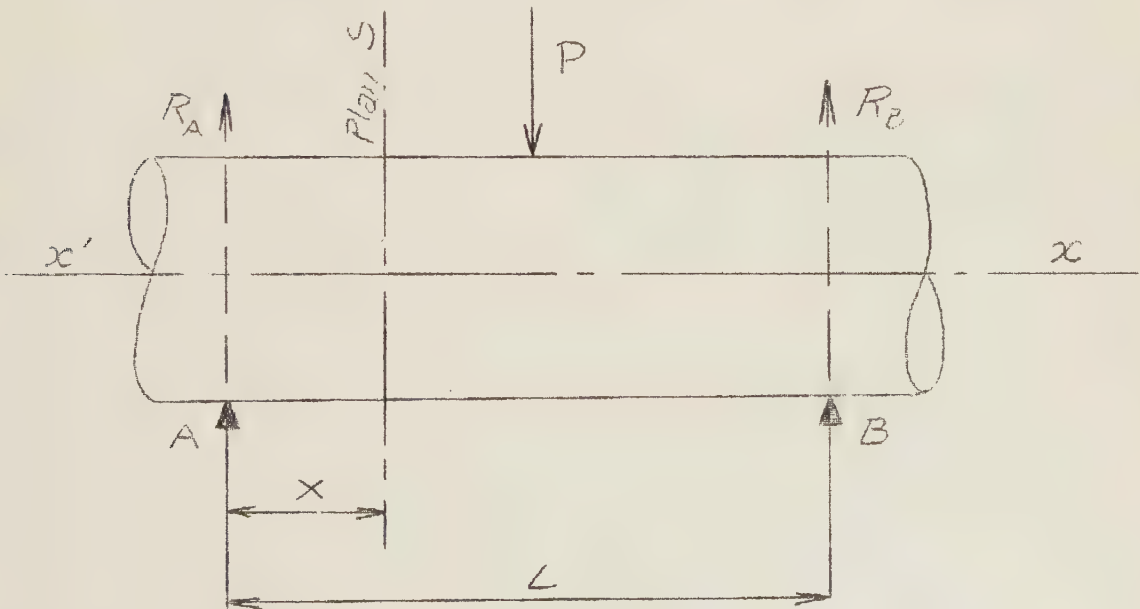


Fig. 4

Soit une section plane S située à une distance X quelconque de l'un des appuis. Par définition, le moment de flexion est égal à la somme algébrique des moments de flexion de toutes les forces agissant d'un même côté de la section considérée.

Comme la charge P est située au milieu des deux appuis AB , par symétrie les réactions R_A et R_B sont égales, et ont pour valeur :
 $R_A = R_B = P/2$.

On a donc, d'après la définition même : $m^t f = \frac{PX}{2}$.

Au milieu de la poutre, où le moment est évidemment maximum on a :

$$m^t_{(maxi)} = \frac{PL}{4}$$

Etablissons maintenant l'équation d'équarrissage, ou "Critérium de Poncelet". Elle donne le taux de fatigue (ou contrainte du métal), en fonction du moment de flexion et du module d'inertie de la poutre considérée.

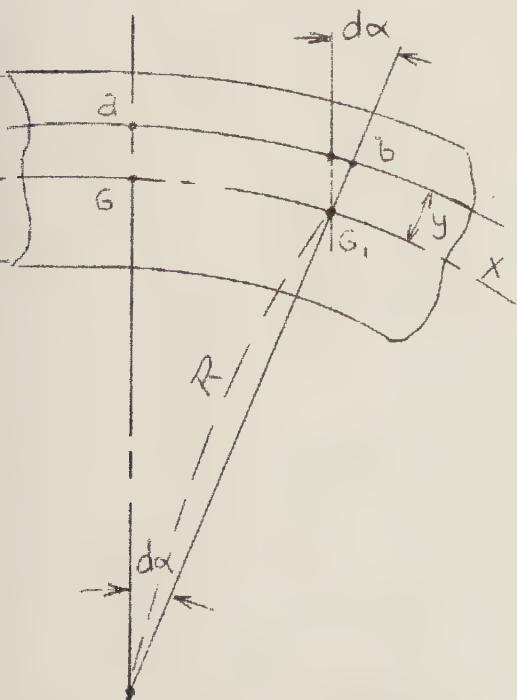


fig 5

Considérons les figures 5 représentant une portion de la poutre fléchie.

L'allongement de la fibre ab située à la distance y est :

$$y d\alpha$$

L'allongement unitaire i est égal à

$$i = y \frac{d\alpha}{dx}$$

La loi de Hooke nous donne $Ei = n$

E = module d'élasticité

n = contrainte

On a donc

$$n = Ey \frac{d\alpha}{dx}$$

$$\text{Or, } dx = R d\alpha \text{ d'où } \frac{d\alpha}{dx} = \frac{1}{R}$$

et il vient finalement

$$n = \frac{E y}{R} \quad (1)$$

Soit maintenant une section plane isolée de la poutre fléchie

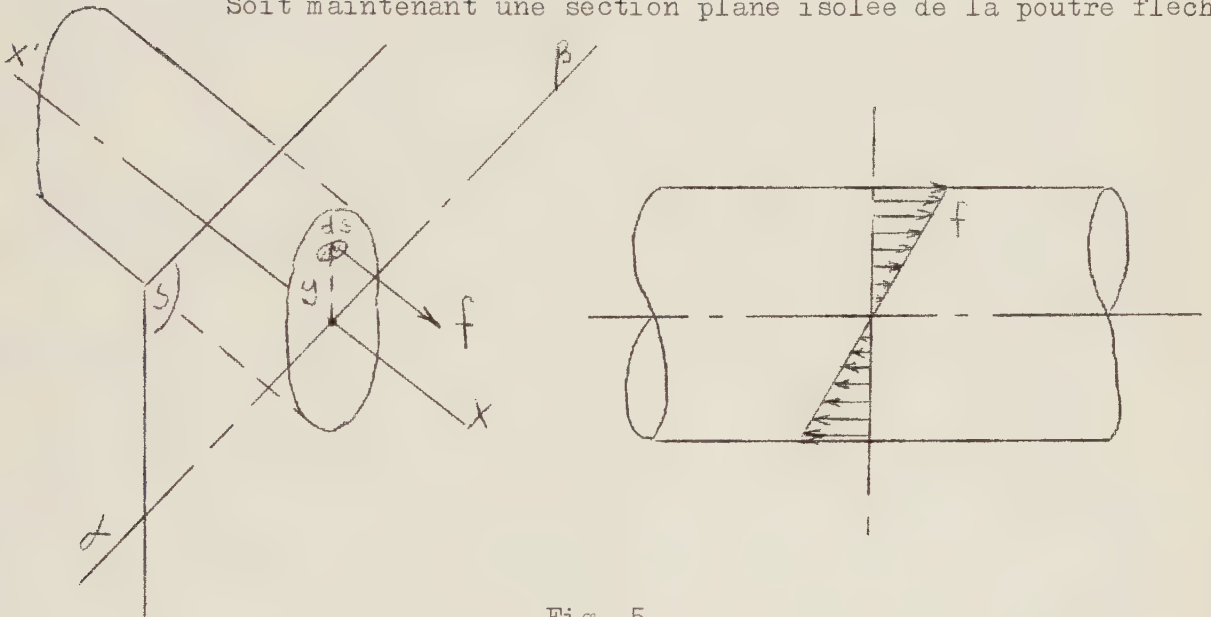


Fig. 5

Par définition, le moment de flexion est égal à $\sum y f$.

La contrainte normale unitaire étant $n = \frac{E y}{R}$ sur l'élément de surface ds la force f est donc :

$$f = n ds = \frac{E y}{R} ds$$

et le moment de flexion :

$$\int y f = \frac{E}{R} \int y^2 ds$$

or, $\int y^2 ds =$ moment d'inertie par rapport à $\alpha \sim \beta = I_{\alpha\beta}$

donc,
$$m_f^+ = \frac{E}{R} I_{\alpha\beta}$$

d'où :

$$\frac{1}{R} = \frac{m_f^+}{E I_{\alpha\beta}} \quad (2)$$

Mais d'après (1)
$$\frac{1}{R} = \frac{\eta}{E y} \Rightarrow \eta = \frac{m_f^+ \cdot y}{I_{\alpha\beta}}$$

Cherchons la contrainte maximum, celle-ci est évidemment celle de la fibre la plus éloignée de la ligne neutre, posons $y_{\max} = v$ pour respecter l'usage des traités de résistance des matériaux.

$$\eta_{(\max)} = \frac{m_f^+}{I_{\alpha\beta}} v \quad \text{ou} \quad \eta = \frac{m_f^+}{\left(\frac{I_{\alpha\beta}}{v}\right)}$$

d'où l'équation d'équarrissage :

$$\eta = \frac{m_f^+}{\left(\frac{I_{\alpha\beta}}{v}\right)} \quad (3)$$

Dans le cas particulier d'une barre ronde que nous étudierons dans le chapitre dressage, rappelons le calcul classique de $I_{\alpha\beta}$.

Pour cela, si nous connaissons le moment d'inertie I_o au pôle O, par raison de symétrie
$$I_{\alpha\beta} = \frac{I_o}{2}$$

Or,
$$I_o = \int \rho^2 ds = \frac{\pi r^4}{2}$$

En remplaçant $I_{\alpha\beta}/v$ par sa valeur en (3)

$$\eta_{(\max)} = \frac{m_f^+}{E \frac{I_{\alpha\beta}}{v}} = \frac{4 m_f^+}{\pi r^3}$$

Après avoir calculé la contrainte maximale, calculons la flèche prise par cette poutre reposant sur deux appuis.

Pour cela, partons de l'équation (2) précédemment trouvée :

$$\frac{1}{R} = \frac{m^+ f}{E I_{\alpha \beta}}$$

Considérons maintenant la courbe de la déformée (Fig. 6)

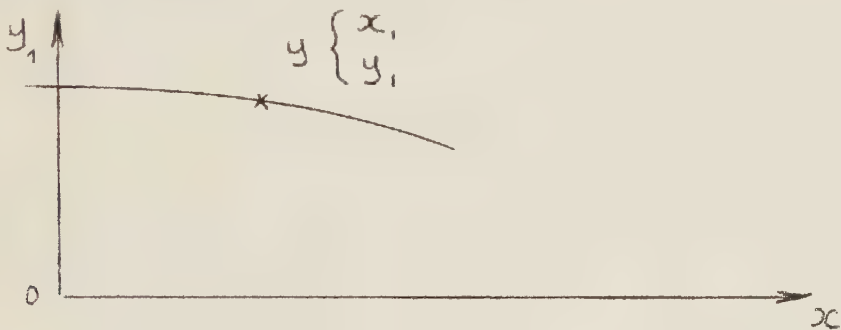


Fig. 6

Si nous admettons que la courbure prise par la barre déformée est un arc de cercle, le rayon de courbure R a pour valeur :

$$R = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}$$

Nous raisonnons dans le domaine élastique et les flèches prises par les matériaux usuels sont toujours très faibles, aussi, y' qui représente la tangente à la déformée, est toujours très voisine de zéro.

Faire $y' = 0$ dans la formule précédente est l'hypothèse habituellement admise, et le rayon de courbure, sous sa forme approchée, devient :

$$R = \frac{1}{y''}$$

Portons cette valeur dans (2) il vient : $y'' = \frac{m_f}{E I_{\alpha\beta}}$

C'est l'une des équations fondamentales de la résistance des matériaux.

Dans le cas d'une poutre reposant sur deux appuis, nous avons vu que le moment de flexion, pour une section $\alpha\beta$ située à une distance X de l'un des appuis est égal à $\frac{PX}{2}$.

Portons cette valeur dans l'équation précédemment trouvée, nous obtenons

$$y'' = \frac{Px}{2 E I_{\alpha\beta}}$$

Equation dans laquelle, pour l'exemple considéré P , E et I sont constants. Intégrons cette équation, il vient

$$y' = \frac{Px^2}{4 E I_{\alpha\beta}} + A$$

Les conditions initiales nous donnent : $y' = 0$ pour $X = \frac{L}{2}$

d'où
$$A = -\frac{PL^2}{16 E I_{\alpha\beta}}$$

Intégrons de nouveau

$$y_1 = \frac{PX^3}{12 E I_{\alpha\beta}} - \frac{PL^2 X}{16 E I_{\alpha\beta}} + B$$

La flèche étant nulle pour $X = 0$, la constante B est nulle.

Mais la flèche est maximum pour $X = \frac{L}{2}$.

Par raison de symétrie, la distance $\frac{L}{2}$ représentant le milieu des appuis, le moment fléchissant est évidemment maximum à cet endroit. La flèche au milieu de la poutre est donc égale à

$$y_1 = -\frac{PL^3}{48 E I_{\alpha\beta}}$$

Nous avons maintenant les trois formules ci-dessous, donnant les relations entre contrainte, effort et déformation dans le cas simple d'une poutre reposant sur deux appuis.

$$\text{Moment de flexion (maxi)} = m_f^+ = \frac{PL}{4}$$

$$\text{Contrainte} \quad \eta = \frac{m_f^+}{\left(\frac{I_{\alpha\beta}}{V}\right)}$$

$$\text{Flèche} \quad y_1 = \frac{PL^3}{48 EI_{\alpha\beta}}$$

D) - CHOIX D'UN ACIER DE GRANDE DIFFUSION

Analyse de cet acier et connaissance de ses propriétés physiques

Les aciéries ont, surtout depuis quelques années, mis au service des utilisateurs, une telle gamme d'aciers, que l'ingénieur a souvent bien du mal à déterminer la nuance la mieux adaptée à son problème.

Il suffit pour se convaincre de la complexité du choix, de parcourir la classification des aciers de PELOU (1). Néanmoins, un gros effort a été fait lorsque l'Association Française et le Bureau de la Normalisation de la Sidérurgie (AFNOR et BNS) proposèrent une classification normalisée. Cette façon de procéder rendit d'un seul coup les choses beaucoup plus claires en supprimant les noms plus ou moins "poétiques" donnés par les aciéries à leurs produits.

Dans notre étude nécessairement réduite, de la déformation permanente en flexion plane, nous nous sommes attachés à expérimenter sur un acier d'assez grande diffusion. Il pouvait être intéressant de

penser que les résultats obtenus pourraient être extrapolés aux nuances d'aciers courants du commerce. Si nous prenons la classification normalisée, la classe de plus grande diffusion est certainement celle des aciers courants du commerce. C'est la classe des Adx. Malheureusement, selon les termes mêmes de la classification, pour une telle catégorie d'acier, aucun essai, ni analyse ne sont imposés. On comprend que, dans ces conditions, il semblait difficile de retenir cette nuance comme base expérimentale. La catégorie des aciers alliés, destinés à des traitements thermiques ultérieurs est trop diversifiée et répond en général à des exigences trop particulières.

Notre choix se porte donc vers la classe des aciers non alliés, et à l'intérieur de celle-ci, sur la nuance XC 38.

La composition chimique de cet acier contrôlée par analyses par nos soins, sur les échantillons destinés au taillage des éprouvettes nous donne :

% C	Mn	Si	P	S
0,40	0,70	0,35	0,025	0,019

Afin d'obtenir des résultats reproductibles, nous avons traités ensemble tous les échantillons destinés au prélèvement des éprouvettes. Ceux-ci furent recuits à 860°C pendant une heure et refroidis à l'air. L'examen au microscope métallographique nous donne l'état structural suivant : perlite lamellaire fine et ferrite (micrographie Fig. 7).

Toutes les éprouvettes furent prélevées dans le même sens de laminage et usinées avec de grandes précautions, faibles passes et vitesses d'avance pour éviter d'introduire des contraintes. Rectification au 1/100e, suivie d'un polissage pour éliminer toutes stries d'usinage.



Fig. 7

Chap. 2 - ETUDE CRITIQUE DES COURBES DE TRACTION DE L'ACIER XC 38

Pour préciser le comportement de l'acier choisi à la flexion nous utiliserons les équations de type Ludwig liant la contrainte en un point à l'allongement relatif de l'éprouvette en ce point : Il est donc nécessaire de connaître ces relations avec le maximum de précision.

Les essais de traction sont susceptibles de nous fournir des données correctes à condition de pouvoir affirmer la validité des mesures faites. Le degré de légitimité de ces mesures est facilement atteint par le calcul du module d'Young à partir des diagrammes de traction : c'est-à-dire l'examen de la pente de la droite définissant les allongements élastiques.

Aussi, après un rappel des diagrammes de traction, nous indiquerons les résultats obtenus successivement à l'aide de machines paraissant les mieux adaptées à cette détermination :

- la micromachine Chevenard,
- la machine Instron,
- la machine Amsler
- la machine Los.

Nous constaterons que le dispositif le mieux élaboré demeure aberrant et proposerons une méthode acceptable permettant la détermination du module d'Young et des coefficients définissant la contrainte de l'alliage subissant une déformation plastique.

A) - DIAGRAMME DE TRACTION

Certaines nuances d'acier, notamment l'acier que nous avons choisi ont un diagramme de traction que nous allons analyser.

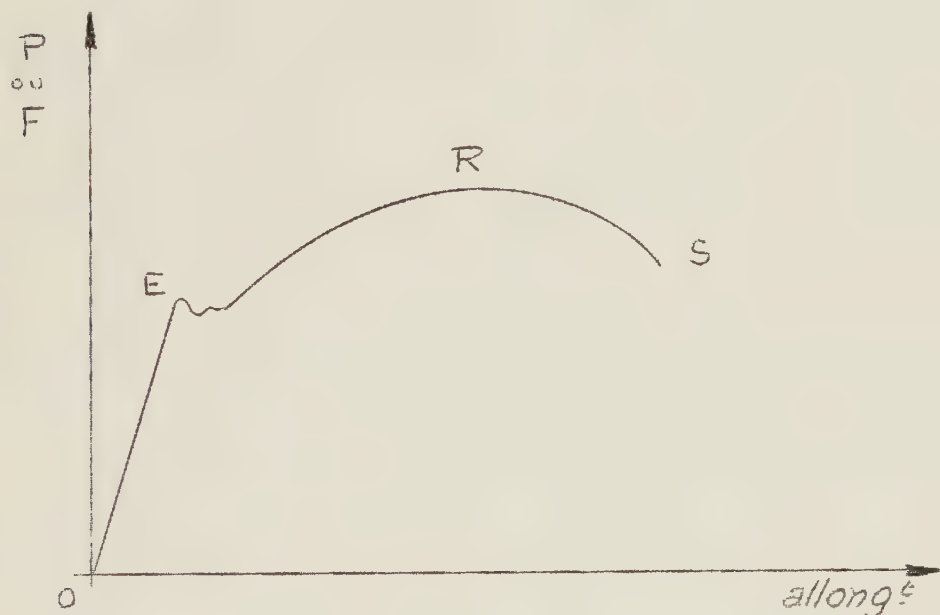


Fig. 8

La courbe présente deux parties qui ne sont pas toujours aussi nettement distinctes que sur la figure 8.

a) - Partie OE : Cette partie est sensiblement rectiligne. La pente de cette droite est le module d'élasticité si la force est rapportée à la section initiale, et l'allongement à la longueur initiale.

L'équation de la droite OE peut s'écrire : $\frac{F}{S} = E \frac{dL}{L}$ ou encore $n = Ei$. D'autre part, la déformation est élastique, c'est-à-dire pratiquement sans hystérésis si on laisse diminuer suffisamment lentement la charge.

Le point E est le point limite élastique, charge maxima exprimée

en kg/mm^2 que peut supporter le métal sans éprouver de déformation permanente.

- b) - Parties ERS : A partir de E la charge croît beaucoup moins vite avec l'allongement jusqu'à un maximum R, qui correspond à la charge maximum en kg/mm^2 que le métal peut supporter sans se rompre.

A partir de R, le phénomène de striction s'amorce. L'éprouvette dont la section diminue, continue à s'allonger alors que la charge décroît. La striction s'accroît de plus en plus, jusqu'au point S où la rupture a lieu.

Avant de pousser plus avant nos investigations, précisons la notion de limite élastique. Il est clair que la limite élastique "pratique" ne peut avoir une signification physique très nette. A cause de la diversité des orientations, les monocristaux ont des limites élastiques inégales, qui sont d'autre part atteintes à des instants différents. Au fur et à mesure que l'effort croît, le nombre de monocristaux qui subissent une déformation plastique augmente, la disparition de l'élasticité dans les divers monocristaux est donc progressive, et l'on conçoit que l'éprouvette subit une déformation plastique, bien qu'elle contienne des monocristaux à l'état élastique.

D'autre part, la position du point expérimental E, limite de la zone d'élasticité, dépend de la précision des mesures. On peut admettre que l'on a atteint la limite d'élasticité lorsque l'allongement de l'éprouvette revenue au repos, est égal à l'incertitude de mesure.

La limite d'élasticité est donc mal définie à partir de l'essai de traction, et apparaît comme très conventionnelle. Arbitrairement on la définit comme la charge qui provoque un allongement de 0,2 % pour les aciers.

En 1930, certains auteurs, tels que le Général C. GRARD et J. COURNOT distinguaient quatre limites d'élasticité, à savoir : (2)

- La limite d'élasticité théorique au dessous de laquelle les allongements sont entièrement élastiques.
- La limite d'élasticité proportionnelle définie par la partie droite où les allongements sont proportionnels aux efforts.
- La limite apparente d'élasticité, c'est le palier de la courbe de traction où une baisse du manomètre est enregistrée, cette notion est souvent fausse, et source d'erreur.
- La limite pratique d'élasticité. On admettra que cette limite est atteinte à $n \text{ kg/mm}^2$ si l'éprouvette, ayant été soumise à la charge correspondant aux $n \text{ kg/mm}^2$ pendant 10 secondes, puis déchargée, revient à sa longueur initiale au 1/500e près. Pour une éprouvette dont la distance entre repère est 100 mm, la tolérance admise serait donc 2/10e de mm.

La notion de limite élastique conserve, malgré son imprécision, un grand intérêt pratique. Il est clair malgré tout, que le domaine où nous raisonnerons se situera en deçà du point R, car notre but n'est pas de rompre la pièce, mais de la déformer d'une façon permanente.

Poursuivons l'analyse des courbes de traction. Tout ce que nous venons de dire à ce sujet ne constitue qu'une vue approchée de la question. Or, la connaissance plus approfondie des courbes de traction présente un grand intérêt pour notre étude.

Dans ce domaine divers auteurs tels que CRUSSARD (3), P. AZOU, P. BASTIEN, A. POPOFF, J. PLUSQUELLEC (4), apportèrent par leurs recherches des précisions intéressantes sur ce sujet.

Nous avons essayé de dégager de leurs travaux les résultats essen-

tiels afin d'éclairer nos observations personnelles et nous permettre d'aborder le problème de la déformation plastique appliquée au redressage industriel de produits métallurgiques, et c'est ceci que nous allons exposer.

A première vue, on demande à un essai de traction la simple détermination des caractéristiques classiques de limite élastique et d'allongement à la rupture. Mais en réalité, sous ces deux notions, se cachent des phénomènes d'écrouissage et des modifications concomitantes de structure des métaux.

L'avantage essentiel de l'essai de traction réside dans l'uniaxialité des contraintes et dans la facilité avec laquelle on peut faire varier les paramètres tels que la vitesse d'essai et la température.

Soit de nouveau, le diagramme classique d'un essai de traction, le cas de l'acier est porté en pointillé (Fig. 9).

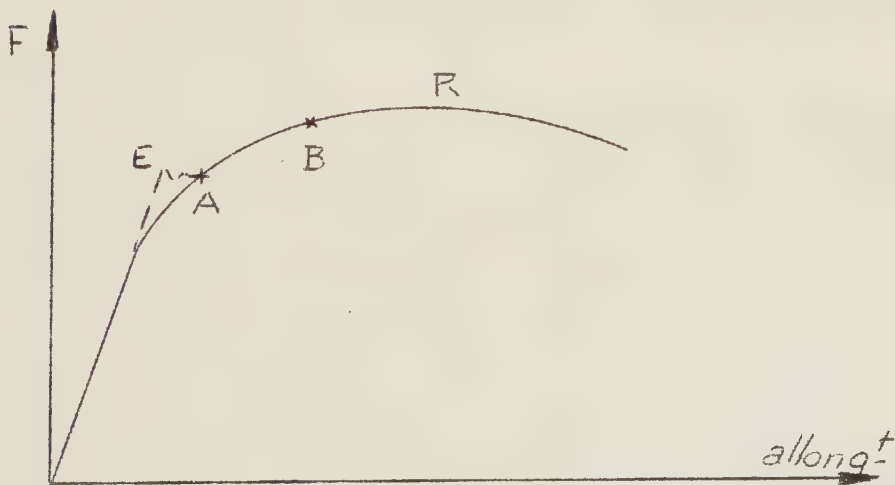


Fig. 9

C'est un fait bien connu, qu'il est admis de considérer entre 0 et E un comportement élastique répondant à la loi de Hooke, l'allongement relatif $\frac{dL}{L}$ étant une fonction linéaire de la contrainte unitaire $\frac{P}{S}$. En E débute la zone des déformations plastiques pseudo-homogènes ; on peut pendant le début de cette phase, considérer le volume comme invariant (4) alors qu'il n'en était pas ainsi pendant la période élastique, comme nous l'avons indiqué plus haut.

Cependant d'après P. AZOU (5), des variations locales de striction peuvent atteindre 0,5 %. Mais à part de rares exceptions, la déformation localisée que l'on appelle striction est unique. Nous avons vu que sur des matériaux divers l'expérimentation prouve que la limite d'élasticité marquée par le point E de la courbe n'est pas toujours très nette.

A la fin de la phase élastique, deux cas peuvent être mis en évidence, ou la charge varie continûment, ou la charge varie de façon discontinue.

Dans les métaux de structure cubique centrée, présentant des alliages interstitiels, la courbe de traction prend l'allure, en pointillé sur la figure 9. La charge diminue brutalement et amorce une série d'oscillations avant de se stabiliser. Tout se passe comme si des arrachements discontinus de la matière avaient lieu à l'intérieur de l'éprouvette. Dans certains cas, on assiste après une légère chute verticale de la charge, à l'enregistrement d'une partie rectiligne parallèle à l'axe des allongements. C'est notamment le cas des aciers doux, ceci est une remarque très importante que nous utiliserons par la suite pour une application industrielle de redressage. Nous y reviendrons.

Ce phénomène est connu sous le nom d'effet Cottrell (6). En effet, Cottrell a montré que le glissement initial est gêné par la présence d'atomes interstitiels tels que c'est le cas pour le carbone et l'azote du fer.

Ces atomes sont attirés par les dislocations existantes en formant des nuages ou atmosphère de Cottrell qui bloquent plus ou moins ces dislocations. On peut s'étonner que ce phénomène n'ait lieu qu'une fois, mais on peut aussi penser que le phénomène se propage de proche en proche jusqu'à atteindre la majeure partie de l'éprouvette pour ne plus se reproduire. P. AZOU pense que ces oscillations sont en relation avec le nombre de plans actifs de glissement et indique que cette hypothèse est confirmée par la constante remarquable de la charge du fer $\propto$ à la température de l'air liquide, température pour laquelle un seul système de plans est actif. De plus la longueur du palier semble également affectée par le nombre de plans actifs de glissement. En effet, s'il n'existe qu'un seul système, la déformation s'effectuera à la manière d'un jeu de cartes qui glissent jusqu'au moment où des plans actifs d'orientations différentes bloquent les premiers. Il est donc logique de penser, que plus le nombre de plans actifs est grand, plus le palier sera petit.

Pendant le palier de la charge la déformation progresse sous forme d'une onde qui atteint successivement toute l'éprouvette. Sur une éprouvette recouverte d'un film d'oxyde, les écailles d'oxyde suivent la forme de propagation du front de l'onde, et ce n'est que lorsque l'éprouvette est intégralement intéressée par le déplacement de cette onde que la charge croît à nouveau. On a là le phénomène connu sous le nom de "lignes de Lüders".

L'influence de la température et de la vitesse d'essai peut agir sur la forme du palier. Toujours d'après P. AZOU (7) pour un acier extra-doux, le décrochement du palier peut passer de 5 à 13 kg/mm² entre l'ambiante et - 200°C.

L'importance de la longueur du palier est de 5 % de l'allongement total pour ces mêmes températures.

Le cas où la charge varie continûment intéresse les métaux de structure cubique à faces centrées, tels que le cuivre, l'aluminium, le nickel. La limite élastique devient dans ce cas beaucoup plus difficile à déterminer. Après le palier dû à l'effet Cottrell, la courbe de traction a une allure parabolique. P. LUDWIG (8) propose une équation de la forme

$$F = F_0 + k \left(\frac{L - L_0}{L} \right)^m$$

reliant la charge F à l'allongement relatif, m , F_0 et k étant des constantes. Cependant, il est beaucoup plus simple et beaucoup plus parlant pour les mécaniciens d'utiliser la notion de contrainte unitaire que l'on désigne habituellement par $\sigma = \frac{F}{S}$

D'autre part, dans un diagramme classique d'essai de traction, la représentation de l'allongement relatif $\left(\frac{L - L_0}{L_0} \right)$ n'est pas rationnelle. En effet, elle ne permet pas de comparer compression et tension. Une compression de 100 % correspond évidemment à une déformation infinie tandis qu'une élongation de 100% ne fait que multiplier la longueur par deux. L'additivité des allongements relatifs n'est pas non plus réalisée. Il faut donc substituer à la valeur $\left(\frac{L - L_0}{L} \right)$ un allongement relatif intégré δ tel que

$$\delta = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \log \frac{L}{L_0}$$

On réalise ainsi l'additivité des déformations car en effet, si L_1 et L_2 sont des longueurs d'éprouvette étirée à partir de L_0 :

$$\text{Log } \frac{L_2}{L_0} = \text{Log } \frac{L_2}{L_1} + \text{Log } \frac{L_1}{L_0}$$

Parmi les diverses fonctions proposées pour représenter la variation de la contrainte de traction, dans la phase des déformations située entre le palier et R, les deux fonctions les plus couramment admises sont actuellement :

$$\sigma = K \delta^n \quad (9) \quad \text{et} \quad \sigma = \sigma_0 + K \delta^n$$

Elles sont représentées par des courbes appelées courbes rationnelles par opposition à la courbe représentant la contrainte par $\frac{F}{S_0}$ et l'allongement par $\frac{L-L_0}{L_0}$. (10)

Dans tous les cas il apparaît un coefficient n qui caractérise l'état de plasticité du matériau.

Les valeurs de n peuvent être précisées ainsi pour différents matériaux :

Acier trempé	0,05	-	0,10
Acier (0,1 % C)	0,25		
Cuivre	0,37		
Aluminium	0,39		

La charge F appliquée sur l'éprouvette passe par un maximum au moment où la striction l'emporte sur les possibilités de consolidation du matériau.

Si dans la formule $\sigma = K \delta^n$ nous remplaçons σ par sa valeur $\frac{F}{S}$ il vient : $\frac{F}{S} = K \delta^n$

et en admettant d'autre part que le volume demeure invariant pendant la phase des déformations plastiques ceci entraîne :

$$L_0 S_0 = L S$$

d'où

$$S = \frac{L_0 S_0}{L}$$

Comme

$$\delta = \log \frac{L}{L_0} \quad L = L_0 e^{\delta}$$

et

$$S = \frac{S_0}{e^{\delta}}$$

En portant cette valeur dans l'équation précédente, il vient :

$$F = K S_0 \delta^n e^{-\delta}$$

La charge correspondant à la striction sera déterminée pour

$dF = 0$ c'est-à-dire

$$dF = K S_0 (n - \delta) \delta^{n-1} e^{-\delta} d\delta = 0$$

La courbe rationnelle présente une inflexion au lieu du maximum caractéristique correspondant au début de la striction dans le cas d'une courbe classique. Ces courbes diffèrent très peu tant que l'allongement relatif ne dépasse pas 15 %.

Nous venons de voir que dans la zone des déformations plastiques les courbes rationnelles de traction avaient des allures paraboliques et que la fonction représentative de ce phénomène était la forme :

$$\sigma = \sigma_0 + K \delta^n$$

Ceci est seulement vrai pour une partie de la courbe comprise entre la fin des déformations élastiques, et le début de la striction. En réalité, cette partie de la courbe est elle-même formée de deux branches paraboliques, dont les fonctions représentatives sont semblables à celle citée plus haut, mais dont les exposants n et les coefficients k sont différents. Nous appellerons zone A la première de ces parties de courbe et zone B la seconde.

Entre les deux branches paraboliques, dont les lois de contrainte sont respectivement $\sigma_A = \sigma_{0A} + K_A \int^n$ et $\sigma_B = \sigma_{0B} + K_B \int^m$ existe un point de transition très net et non une zone de transition. L'allongement relatif correspondant à ce point de transition est pratiquement indépendant de la grosseur des grains, de la vitesse de déformation et du diamètre de l'éprouvette, par contre, il semble dépendre de la pureté du métal (1j).

Nous avons pour notre part, effectué 48 essais sur des éprouvettes identiques, en faisant varier tous ces paramètres sauf la pureté. Nos résultats confirment bien ces faits dans le cas de l'acier XC 38 étudié.

B) - ESSAIS DE TRACTION A L'AIDE DE MACHINES CLASSIQUES

Tous les essais sont conduits sur des échantillons d'acier XC 38, provenant du même lot, prélevés dans le même sens et traités de la même façon.

Quelle que soit la machine utilisée, l'exploration du diagramme de traction nous permet de travailler d'abord dans la zone élastique donc d'atteindre le module d'Young puis dans les deux domaines de la zone plastique donc de préciser les coefficients σ_{0A} , k et n d'une équation type Ludwig définissant la contrainte σ .
 $\int$ étant l'allongement relatif intégré.

Il semble à première vue naturel de penser à utiliser les machines de traction puisque nous cherchons σ en fonction de δ . Naturellement, sans précautions spéciales, ces machines définissent la charge en fonction de l'écartement des mâchoires serrant l'éprouvette. L'industrie a surtout besoin de connaître une limite d'élasticité et une charge de rupture.

Cependant, étant donné le problème posé, et avant de réaliser un dispositif propre à déterminer valablement σ et δ , une étude critique des machines classiques de traction s'imposait au moins pour montrer de façon claire l'emploi qu'en aucun cas il ne faut faire de ces machines. En particulier elles ne prétendent pas déterminer le module d'Young de l'alliage étudié mais nous avons pensé que la méthode la plus simple pour souligner ce caractère particulier des courbes qu'elles tracent - courbes valables en ordonnées mais non en abscisses tout au moins si l'on porte sur elles le rapport $\frac{dl}{l}$ de la pièce - était précisément de supposer vraie l'hypothèse avancée et de calculer le module d'Young E d'après les diagrammes réels. Les calculs devraient aboutir à des résultats nettement aberrants et légitimer ainsi la nécessité de réaliser une machine de traction où les mesures de longueur seraient indépendantes de l'écartement des mâchoires.

Dans un premier stade nous utilisons la machine Chevenard du laboratoire. Le principe en est bien connu : notons simplement qu'après fixation de l'éprouvette et mise en route, l'appareil trace directement le diagramme de la force F en fonction de l'allongement dL . Il nous suffit donc de résumer les expériences faites en présentant un diagramme type (Fig. 10) à partir duquel sont calculés F en M , la section, l'allongement relatif et le module d'Young E .

- Micromachine CHEVENARD

Une série de 70 éprouvettes fut réalisée. Une vingtaine de ces éprouvettes furent réservées pour la détermination du module d'Young de l'acier choisi. Le graphe moyen de ces enregistrements (Fig. 10) permet de calculer le module d'Young. Les caractéristiques du système d'amplification données par le constructeur et vérifiées par nos soins indiquent que :

$$\begin{aligned} 1 \text{ mm d'allongement réel} &= 52,95 \text{ mm en abscisse} \\ 1 \text{ kg} &= 0,29 \text{ mm en ordonnée} \end{aligned}$$

La valeur de P au point M est égale à 96 kgf. L'allongement de l'éprouvette étant à ce moment là de 0,0823 mm et la section égale à $2,526 \text{ mm}^2$.

La distance entre congés de l'éprouvette, mesurée au projecteur de profil, est égale à 7 mm.

L'application de la loi de Hooke donne alors :

$$E = \frac{P/S}{dl/l} = \frac{38}{0,01176} = 3\,230 \text{ kg/mm}^2$$

Les valeurs de E calculées à partir des enregistrements extrêmes sont égales à 3 048 et 4 160 kg/mm^2 .

Ainsi plus de 20 expériences montrent que E calculé vaut environ $3\,200 \text{ kgf/mm}^2$ au lieu de $21\,000 \text{ kgf/mm}^2$ déterminé par exemple par la méthode du pendule de LE ROLLAND.

La pente de la droite AM n'est que les 15 % de sa valeur réelle, l'allongement enregistré est 6 fois trop fort si la force de traction est convenablement connue, ou, si l'allongement est correctement mesuré la force réelle est 6 fois plus forte que la force enregistrée.

Micromachine Chevenard

Courbe de traction de l'acier XC38

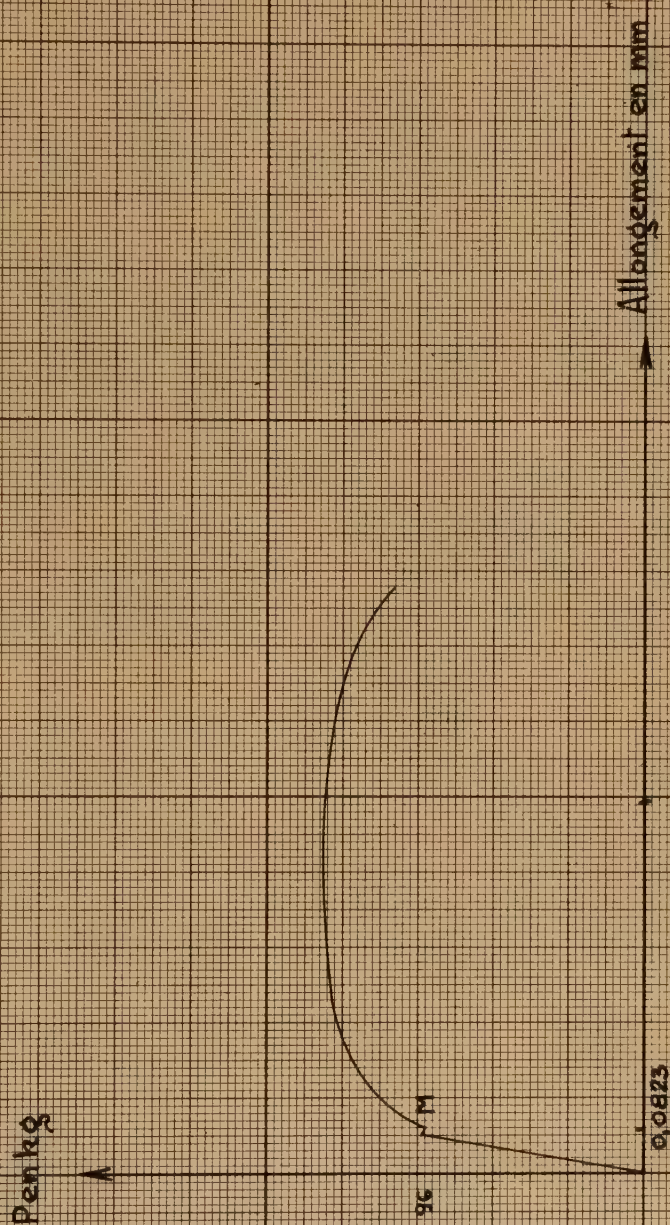


fig. n° 10

Ainsi les premières mesures confirment bien qu'il n'y a pas de confusion à commettre entre l'enregistrement de l'écart des mâchoires et la longueur réelle de l'éprouvette.

Il est aisé, par emploi de masses marquées, de vérifier que les valeurs annoncées pour la charge par la micromachine sont exactes à 1,5 % près. C'est donc l'enregistrement de l'allongement qui semble multiplier le phénomène réel.

La première idée qui vient à l'esprit pour expliquer cette divergence est que la micromachine n'est absolument pas adaptée à de telles mesures bien que son emploi soit d'un usage courant dans ce domaine. On songe alors à trois types d'appareils beaucoup plus élaborés, et d'un prix inaccessible pour notre laboratoire.

- La machine INSTRON (américaine) utilisant, comme la machine CHEVENARD une microéprouvette (essais effectués au Laboratoire ADAMEL).
- La machine AMSLER (suisse) traitant une macroéprouvette (essais effectués à VALLOUREC).
- La machine LOS (allemande) (essais effectués à VALLOUREC).

Résumons ces diverses expériences par les mêmes diagrammes et calculs que ceux vus précédemment.

1/ Courbes enregistrées sur machine INSTRON (américaine)

- Eprouvettes planes, section médiane théorique 1 mm x 2,0 mm -
- 6 essais ont été effectués sur cette machine en deux séries de 3 éprouvettes, les unes découpées par matriçage sur l'outillage américain livré avec la machine, les autres usinées par nos soins par fraisage et rectification fine.

Les résultats enregistrés sont comparables, la dispersion est de l'ordre de 2 % dans les courbes extrêmes.

Le graphique ci-joint montre l'un des enregistrements réalisé avec une éprouvette matricée (Fig. n° 11).

La vitesse de traction était de 0,1 cm/mm et la sensibilité des charges de 200 kgf à pleine échelle.

Le calcul du module d'Young conduit à partir des données relevées sur cet enregistrement donne :

Calcul de P au point M (en tenant compte de l'échelle)

$$P = \frac{147,5 \times 200}{240,5} = 122,9 \text{ kgf}$$

Calcul de la section

Dimensions mesurées de l'éprouvette : largeur = 1,89
épaisseur = 1,03

$$S = 1,89 \times 1,03 = 1,945 \text{ mm}^2$$

$$\text{d'où } P/S = 63,187$$

Calcul de l'allongement relatif

AB mesuré = 43,5 mm, soit en tenant compte de l'échelle :

$$\frac{43,5}{200} = 0,217$$

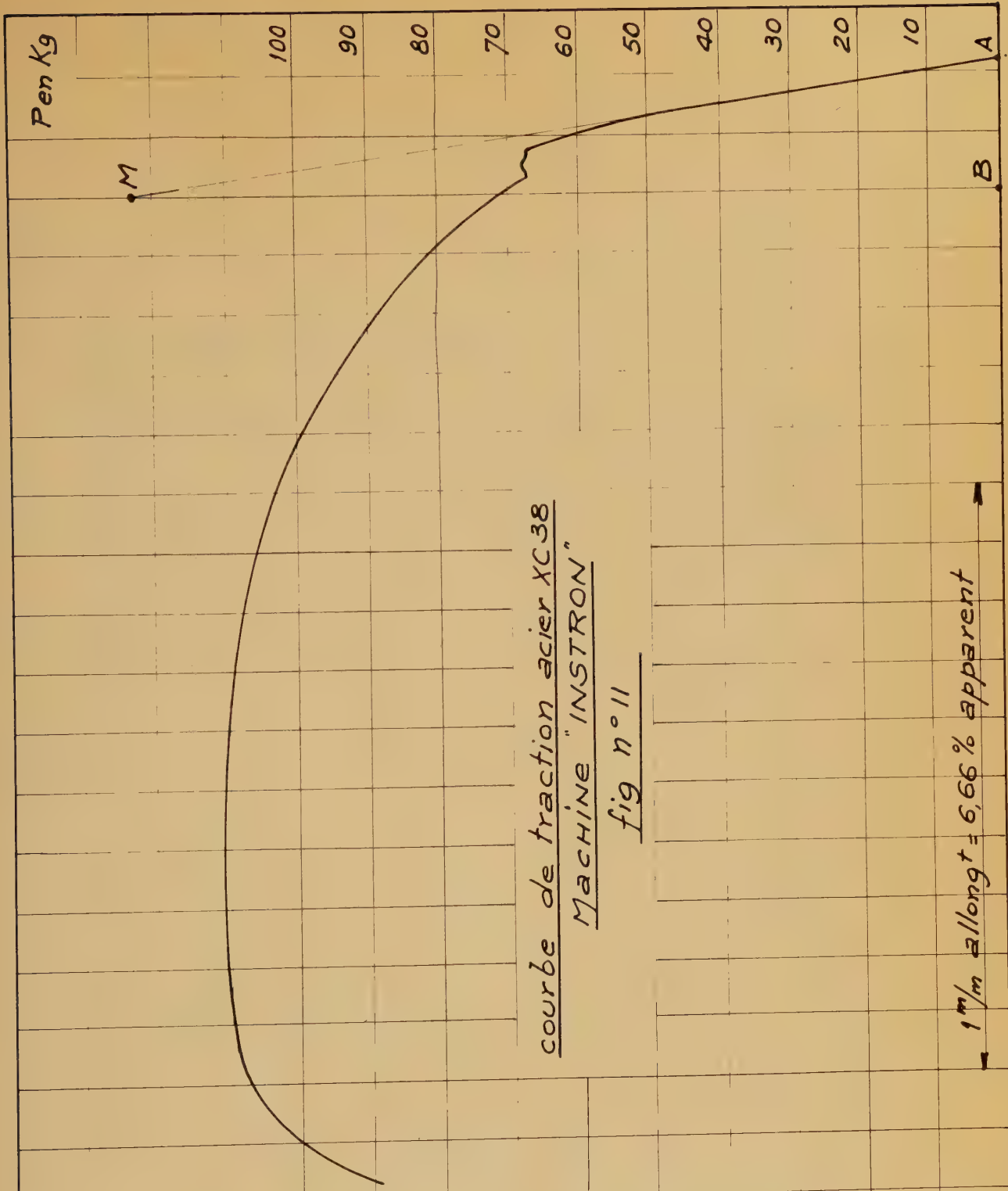
Longueur entre repères de l'éprouvette 15 mm

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{0,217}{15} = 0,01446$$

L'application de la loi de Hooke donne :

$$E = \frac{P/S}{\Delta l/l} = \frac{63,187}{0,01446} = 4\,367 \text{ kg/mm}^2$$

La moyenne des valeurs de E pour les 6 échantillons est de l'ordre de $4\,225 \pm 32 \text{ kg/mm}^2$ soit un écart moyen de 0,8 %.



courbe de traction acier XC38
Machine "INSTRON"

fig n° 11

$1^{\text{er}} \text{ m allong}^t = 6,66\% \text{ apparent}$

2/ Machine AMSLER (SCHAFFOUSE - Suisse)

- Eprouvette $\emptyset$ 13,8 , longueur entre repères = 5,65 $\sqrt{S}$ = 68,5 -
- Trois rapports d'amplification sont prévus pour les enregistrements. Le rapport maximum mesuré est de 19/5, probablement de 4 théorique. Quatre éprouvettes ont été essayées sur cette machine, le calcul du module d'Young donne, dans le cas le plus favorable

$$\sigma = 36,8 \text{ kg/mm}^2 \quad d_l \text{ mesuré} = 0,9 \text{ mm} \quad l = 68,5$$

d'où

$$E = \frac{36,8 \times 68,5}{0,9} = 2\,800 \text{ kg/mm}^2$$

courbe de traction de l'acier XC38

Machine AMSLER

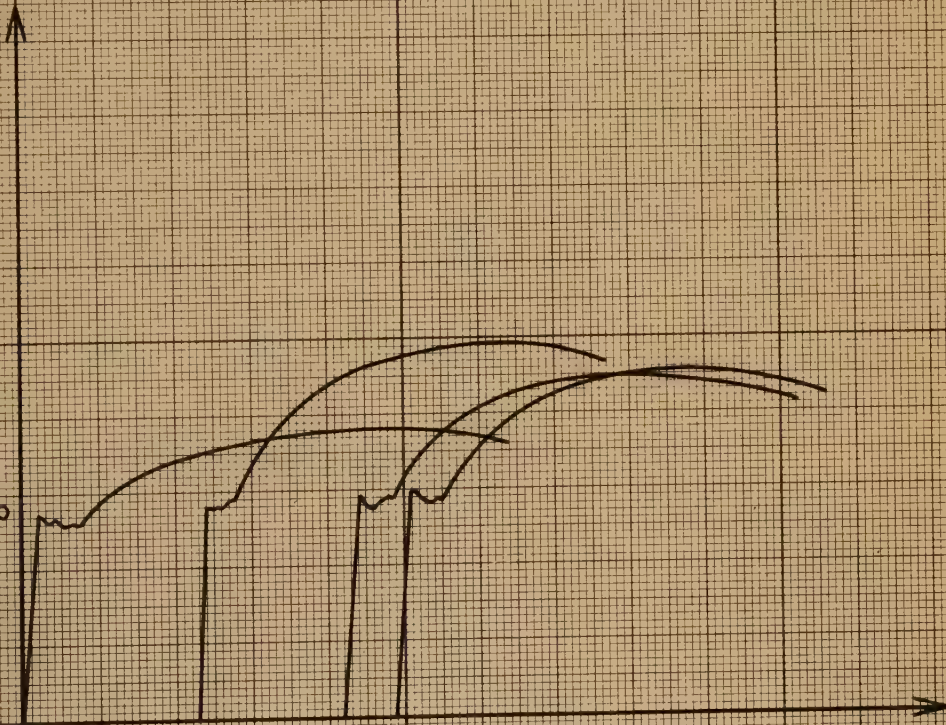
fig n° 12

Charges en kgf
1mm = 200kg

5400

Allongement

1mm = 0,5



3/ Machine LOS (LOSENHAUSEN - DUSSELDORF)

- Eprouvette $\varnothing$ 4 mm, longueur entre repère 28 mm.
- 4 éprouvettes ont été essayées sur cette machine, le rapport d'amplification des allongements est de 2. On a donc à l'origine une sensibilité ridicule.

Le calcul du module d'Young (cas le plus favorable) donne :

Section de l'éprouvette à la limite élastique	=	12,2 mm ²
Charge	"	"
		= 436 kgf

$$\sigma = 35,73 \text{ kg/mm}^2$$

Allongement dl mesuré sur le graphique enregistré par agrandissement au projecteur de profil = 0,6 mm

$$\frac{dl}{l} = \frac{0,6}{28} = 0,0214$$

$$\text{d'où } E = \frac{5,73}{0,0214} = 1\,669 \text{ kg/mm}^2$$

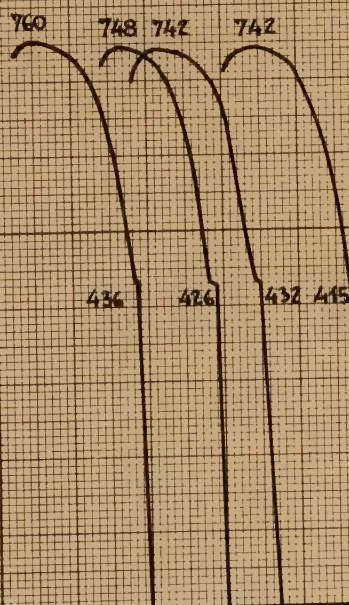
Machine LOS

Eprouvettes Acier XC38

1 mm = 10 kg

Charges en kgf

fig n° 13



Allongements

1 mm = 0,5

CONCLUSIONS

Machine	σ en kg/mm^2	$\frac{dl}{l}$	E en kg/mm^2
Micromachine	38	0,01176	3 200 kgf
INSTRON	33,1	0,01175	4 225 kg/mm^2
AMSLER	36,8	0,01312	2 810 kg/mm^2
LOS	35,73	0,0214	1 669 kg/mm^2

Tableau n° 14

Le tableau n° 14 (ci-dessus) indique clairement qu'il est impossible, d'après un essai de traction, de retrouver le module d'Young. Nous n'avons pu monter, sur les macroéprouvettes un extensomètre à miroirs de Martens, ce qui, certainement, aurait donné des valeurs plus correctes pour la détermination des allongements. Nous avons par contre essayé un extensomètre à variation de mutuelle induction, les résultats quoique améliorés n'en sont pas moins aberrants.

Il nous a paru suffisant de limiter nos essais à ces quatre types de machines et nous croyons pouvoir affirmer que si chacune d'elles permet une mesure de la force de traction valable à environ 1 % près toutes donnent de l'allongement de l'éprouvette une valeur toujours trop forte ; ce qui signifie que sont comptées comme allongements des modifications de paramètres sans rapport avec le phénomène réel : déformation propre de la machine, matage important aux ancrages de l'éprouvette, déformation du dispositif enregistreur ou juxtaposition de ces effets.

Les performances à atteindre sans précautions particulières pour assurer la validité des mesures sont en effet la détermination au micron près d'un allongement continu, variant de 0 à 400 microns pour les petites éprouvettes, or :

- a) - La micromachine a été étudiée à l'origine par CHEVENARD pour les essais de fibres textiles. Donc de grands allongements sous de faibles forces. Il n'en est plus ainsi dans le cas des éprouvettes métalliques et la rigidité de la machine est insuffisante. Il faudrait, même pour les essais de microéprouvettes, une machine particulièrement rigide donc volumineuse pour ne pas superposer ses déformations propres à celle de l'éprouvette au cours de l'enregistrement.
- b) - Toute éprouvette de traction a besoin de points d'ancrage dans les mors de la machine. A cet endroit, l'hypothèse de St VENANT n'est plus applicable, des concentrations de forces importantes se produisent. Quel que soit le système d'ancrage envisagé, il se produit un matage important qui fausse complètement la mesure des allongements. Nous mettons ce fait en évidence en mesurant au micron près l'allongement réel entre deux repères portés par l'éprouvette et indépendant des ancrages.

c) - La micromachine enregistre la fine modification de distance entre deux machoires qui maintiennent l'éprouvette étirée. Deux repères sont gravés sur la partie cylindrique de l'éprouvette. On suppose a priori que seul s'allonge le cylindre limité par ces repères. Or, et nous pensons que c'est là l'origine essentielle des indications aberrantes enregistrées pour les longueurs, toute extension élastique ou plastique d'une pièce fixée à des ancrages suppose une compression de pièces supports parallèles à l'éprouvette. Cette compression demeure nécessairement dans le domaine élastique, étant donné la disproportion des sections. Nous avons en effet pour vérifier ceci, placé dans la micromachine une éprouvette de section beaucoup trop forte par rapport à la section prévue, ce qui la rendait peu extensible, à la traction l'appareil a tout de même enregistré un allongement correspondant à la compression élastique des supports.

Cet élément nous paraît déterminant pour expliquer la partie rectiligne des diagrammes enregistrant la zone élastique. On conçoit mal en effet qu'un matage des ancrages puisse être linéaire.

d) - L'emploi de palpeurs constituant la partie active d'un extensomètre est tributaire d'un dispositif amplificateur qui, sur toute l'échelle, doit être fidèle et linéaire au micron près ce qui semble douteux. La mesure au micron près d'une longueur fixe est relativement aisée, celle d'un allongement lié au développement de forces d'autant plus importantes que croît la section de l'éprouvette exige des précautions que ces machines ne paraissent pas respecter.

Nous pensons donc que toute étude correcte d'un phénomène de traction doit systématiquement éliminer des mesures tout ce qui n'est

pas la portion d'éprouvette étirée. Il s'agit d'isoler cette portion dont on pourra, à tout instant mesurer, avec une précision voisine du micron, la longueur quel que soit le procédé d'étirement envisagé, (l'éprouvette ayant 7 mm, cela nous donnera une précision voisine de 2.10^{-4}).

C) - REALISATION D'UN DISPOSITIF PERMETTANT DE MESURER CONVENABLEMENT L'ALLONGEMENT D'UNE EPROUVETTE

Cette réflexion nous amena tout naturellement à imaginer un dispositif de mesure optique au microscope dont la limite de résolution est largement inférieure à celle dont nous avons besoin (photo n° 16). En vue de rendre possible la mesure sur un champ étroit nous examinons l'écart existant entre deux lamelles de nickel solidaires de l'éprouvette seulement aux deux points définissant la longueur étudiée. L'éprouvette se présente donc ainsi (Fig. n° 15)



Fig. n° 15



Les lamelles de l'éprouvette sont recouvertes de noir de fumée. Lorsque l'éprouvette est en traction les lamelles de nickel s'écartent en découvrant une zone brillante. La largeur de cette zone correspond à l'allongement réel de l'éprouvette entre les points de fixation des lamelles métalliques. Grâce à un micromètre oculaire étalonné à l'aide d'un micromètre objectif, nous mesurons alors la largeur de la zone découverte et simultanément nous repérons le point correspondant à la charge appliquée. La mesure de la variation de diamètre se fait séparément à l'aide d'un comparateur au 2/1000 de mm placé sur la partie de l'éprouvette opposée aux languettes.

Pour faciliter les mesures le dispositif suivant a été ajouté après l'oculaire du microscope :

- Une chambre réflex permettant la mise au point remplace l'oculaire du microscope. Un soufflet relie cette chambre à l'appareil photographique polaroïd solidaire du châssis. Les photos ainsi prises permettent un dépouillement plus aisé des mesures de l'allongement.



Les mesures effectuées de cette façon sur un lot de 10 éprouvettes ont donné les résultats suivants :

Echantillon B₁

$L_0 = 8,1$

$D_0 = 1,5$

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	$L = L_0 + dL$	S en mm ²	en kg/mm ²
1° point	77,25	0,017	8,117	1,764	43,72
2° point	85,131	0,02125	8,12125	1,75938	48,39738
3° point	92,711	0,036126	8,13612	1,756	52,79180
4° point	98,542	0,070125	8,17012	1,749	56,34641
5° point	101,457	0,10200	8,20200	1,742	58,23960
6° point	104,373	0,15300	8,25300	1,731	60,2862
7° point	105,539	0,19975	8,29975	1,721	61,3049
8° point	107,871	0,27200	8,37200	1,707	63,2051
9° point	108,746	0,33575	8,43575	1,69	64,2027
10° point	110,787	0,42075	8,52075	1,67	66,0669

Echantillon C₁

$L_0 = 8$

$D_0 = 1,47$

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	$L = L_0 + dL$	S en mm ²	en kg/mm ²
1° point	61,808	0,0159	8,0159	1,694	36,48
2° point	82,215	0,02125	8,02125	1,689	48,6767
3° point	85,131	0,05100	8,05100	1,683	50,5828
4° point	88,912	0,08075	8,08075	1,677	53,0238
5° point	90,962	0,11900	9,11900	1,669	54,5008
6° point	93,877	0,14025	8,14025	1,654	56,4164
7° point	95,626	0,17425	8,17425	1,657	57,7103
8° point	98,542	0,22100	8,22100	1,648	58,7949
9° point	99,708	0,26775	8,26775	1,639	60,8346
10° point					

Echantillon C₂

L₀ = 7,3

D₀ = 1,5

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	L = L ₀ + dL	S en mm ²	en kg/mm ²
1° point					
2° point	67,05	0,0148	7,3	1,764	38,01
3° point	76,676	0,017	7,317	1,760	43,5660
4° point	82,798	0,02187	7,33187	1,756	47,1514
5° point	88,046	0,05737	7,35737	1,750	50,3120
6° point	94,460	0,0850	7,385	1,743	54,1939
7° point	97,376	0,1615	7,4615	1,725	56,4498
8° point	100,000	0,2125	7,5125	1,714	58,3430
9° point	102,623	0,255	7,555	1,704	60,2247
10° point	104,956	0,34	7,64	1,685	62,2884

Echantillon C₃

L₀ = 8

D₀ = 1,48

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	L = L ₀ + dL	S en mm ²	en kg/mm ²
1° point	67,05	0,0148	8	1,7166	39,00
2° point	72,886	0,02975	8,02975	1,710	42,6234
3° point	79,300	0,03825	8,03825	1,708	46,4285
4° point	84,548	0,06587	8,06587	1,702	49,6756
5° point	88,629	0,09350	8,09350	1,696	52,2576
6° point	93,877	0,13175	8,13175	1,688	55,6133
7° point	97,667	0,18700	8,18700	1,677	58,2391
8° point	102,623	0,25500	8,25500	1,663	61,7095
9° point	105,539	0,32300	8,32300	1,650	63,9630
10° point	107,871	0,37400	8,37400	1,640	65,7750

Echantillon C₄

$L_0 = 7,8$

$D_0 = 1,47$

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	$L = L_0 + dL$	S en mm ²	en kg mm ²
1° point	64,14	0,0159	7,8	1,694	
2° point	78,717	0,02762	7,82762	1,688	46,6333
3° point	86,880	0,05100	7,85100	1,683	51,6221
4° point	91,545	0,10625	7,90625	1,671	54,7845
5° point	95,043	0,14450	7,94450	1,633	57,1515
6° point	98,542	0,18700	7,98700	1,654	59,5779
7° point	100,874	0,22950	8,02950	1,645	61,3215
8° point	102,623	0,30175	8,10175	1,631	62,9202
9° point	104,956	0,35275	8,15275	1,621	64,7476
10° point					

Echantillon C₅

$L_0 = 7,7$

$D_0 = 1,48$

n° d'ordre	Effort P relevé en kg	dL en mm	$L = L_0 + dL$	S en mm ²	en kg mm ²
1° point	61,808	0,0148	7,7	1,717	35,99
2° point	75,218	0,027625	7,72762	1,7111	43,96142
3° point	79,883	0,048875	7,74887	1,706	46,82473
4° point	83,965	0,078625	7,77862	1,700	49,39117
5° point	88,338	0,116875	7,81687	1,691	52,24009
6° point	92,711	0,155125	7,85512	1,683	55,08674
7° point	96,793	0,218375	7,91837	1,670	57,95988
8° point	100,000	0,282625	7,98262	1,656	60,38647
9° point	101,457	0,346375	8,04637	1,643	61,75106
10° point					

Par des calculs analogues à ceux du § B) nous obtenons les valeurs de E déduites des essais, et qui, comparées à celles trouvées par d'autres méthodes, montrent bien que l'on corrige avec ce dispositif, le défaut des machines de traction étudiées plus haut.

Soit : Echantillon = $B_1 - B_2$	$E = 20\ 878$
$B_2 - B_5 - C_4$	$E = 18\ 537$
$B_4 - C_2$	$E = 18\ 651$
C_1	$E = 18\ 936$
C_5	$E = 20\ 002$
C_3	$E = 21\ 012$

E moyen = $19\ 462\text{ kg/mm}^2$, soit E connu à 3,5 % près.

Nous avons donc bien vérifié par cette méthode que le module d'Young peut être valablement déterminé par un simple essai de traction. Il est d'autre part très suggestif de comparer sur un même diagramme la courbe moyenne déduite de nos essais avec celle enregistrée par l'une quelconque des machines de traction actuellement employées (Fig. n° 18).

Considérons donc les deux courbes tracées sur cette figure et donnant F en fonction de dL . Partons de l'idée que la courbe déduite des mesures optiques et donnant E à 3 % près est correcte alors que le graphe obtenu à l'aide de la micromachine conduisant pour E à une valeur égale à 15 % de la valeur réelle est erroné. Sur ce graphe l'aspect qualitatif des deux courbes est analogue, ce qui semble rassurant. Un examen critique attentif révèle d'importantes divergences dans le domaine élastique et au début des déformations plastiques : deux régions particulièrement importantes pour l'utilisateur de la micromachine.

courbes classiques comparatives
sur micromachine et avec visée
microscopique.

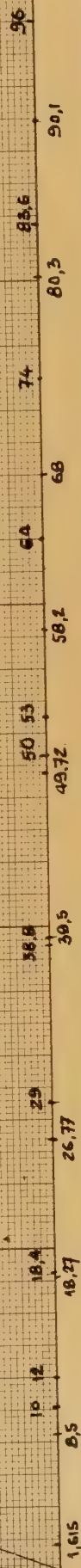
K

Microscopie

Micromachine

Fig N° 18

Allongements dl.



En régime élastique toutes les mesures d'allongement sont fausses : en effet sous l'influence d'une force de traction le matériau s'allonge en réalité beaucoup moins que ne l'indique la courbe (une parallèle à l'axe des dL le montre clairement). Inversement une parallèle à l'axe des F par exemple à 45 microns de l'origine définit une éprouvette en déformation plastique alors que l'enregistrement à la micromachine présente le matériau en traction élastique. Par contre l'allure des courbes montre sans ambiguïté que, même à partir d'une idée fausse sur l'allongement (courbe de la micromachine), il est possible de connaître assez bien la charge correspondant à la limite élastique du matériau : En effet, une parallèle à l'axe des dL , tracée à l'ordonnée marquant la fin du domaine élastique coupe la courbe de la micromachine sensiblement dans le même domaine et définit donc la même limite, ce parallélisme grossier des courbes dans le domaine plastique résulte du fait que l'allongement apparent ou réel de l'éprouvette augmente alors considérablement. Les erreurs initiales diminuent en valeur relative lorsqu'on les compare à l'allongement mesuré. En outre, le fait que la grandeur techniquement intéressante soit la charge à la limite d'élasticité explique probablement pourquoi ce phénomène n'a pas retenu l'attention. Nous avons indiqué que les deux grandeurs industrielles intéressantes sont la charge limite d'élasticité et la charge de rupture. Etant donné que ces deux valeurs définissent des points singuliers sur la courbe $F/S = f(\delta)$ on peut imaginer à la limite qu'une augmentation uniforme dans le temps de la charge permettra toujours de définir ces deux points pourvu que l'on porte en abscisses une fonction quelconque ne possédant pas de point singulier dans l'intervalle étudié. Et l'on pourrait soutenir sans paradoxe qu'une machine donnant des indications erronées peut tout de même servir. Deux séries de conclusions très différentes peuvent être tirées relativement aux allongements et aux charges.

- 1°/ - Le module d'Young calculé au moyen de la micromachine est comme nous l'avons indiqué 4 ou 5 fois trop faible, ce qui signifie que les allongements réels dans le domaine élastique sont 4 à 5 fois plus faibles que ceux enregistrés.
- 2°/ - Il est remarquable d'observer que les courbes d'allongement se recoupent en un point K d'abscisse 0,68 mm correspondant à un allongement relatif voisin de 10^{-1} , on pourrait donc penser qu'en ce point les indications données par la micromachine sont exactes. En réalité il n'en est rien, car l'éprouvette, si l'on se réfère à la micromachine est en ce point en état de déformation plastique simple alors que la courbe tracée à l'aide de visées optiques nous montre clairement qu'elle est en striction. Du point de vue pratique, en effet on pourrait croire qu'une augmentation de charge provoque une ascension du point figuratif alors qu'en fait c'est l'inverse qui se produit.

En conclusion les seules données exploitables obtenues à l'aide des diverses machines de traction semblent être la limite d'élasticité et la charge de rupture. Il serait périlleux de tenter d'utiliser un renseignement quelconque relatif aux allongements.

D) - EMPLOI DE LA COURBE RATIONNELLE MOYENNE DE TRACTION

pour déterminer dans la zone plastique les coefficients de l'équation de Ludwig.

- BUT -

Nous avons dit (p. 22) que la contrainte de traction était donnée en zone plastique par une équation de Ludwig du type $\sigma = K \delta^n$ ou $\sigma = \sigma_0 + K \delta^n$ est l'allongement relatif intégré. Il con-

vient donc, à partir des essais de traction de tracer la courbe rationnelle de traction.

Nous pouvons définir cette courbe soit à partir des mesures optiques d'allongement, soit à partir du diagramme donné par exemple par la micromachine. Cela nous permettra de définir deux séries de coefficients qui, utilisés dans le chapitre 3 relatif à la flexion, nous permettront de prouver par une autre méthode la validité de nos résultats.

- METHODE PRATIQUE DE TRACE DES COURBES RATIONNELLES -

Deux méthodes principales (12) sont utilisées pour le tracé des courbes. La première méthode est une méthode de lectures multiples. On effectue simultanément la mesure des dimensions transversales de l'éprouvette par comparateur ou par projection optique, et la mesure de la force de traction. La deuxième méthode est appelée méthode des deux lectures. Pour appliquer cette méthode, il faut d'abord réaliser une éprouvette conique dont les formes et les dimensions ont été choisies après de nombreux essais et de telle sorte qu'elle fournisse les résultats les plus comparables à la méthode des lectures multiples.

On trace sur le corps de cette éprouvette, à la pointe de diamant, un léger sillon ou pas approprié. La profondeur de ce sillon doit être minimum pour ne pas introduire d'effet d'entaille. Les lectures des sections successives sont alors effectuées sur l'éprouvette cassée en utilisant le repère spiralé effectué au diamant. On divise alors la charge de rupture lue par ces sections pour obtenir la contrainte.

Nous avons pour notre part utilisé la première méthode qui, bien qu'assez longue, est beaucoup plus rationnelle.

Détermination des coefficients : A partir de la courbe rationnelle de traction (Fig. 13, nous pouvons déterminer les coefficients k_A , k_B , σ_{0A} , σ_{0B} ainsi que les exposants n et m de l'équation proposée par Ludwig.

$$\sigma = \sigma_{0A} + K \delta^n \quad \text{pour le 1er domaine plastique}$$

$$\sigma = \sigma_{0B} + K \delta^m \quad \text{pour le 2ème}$$

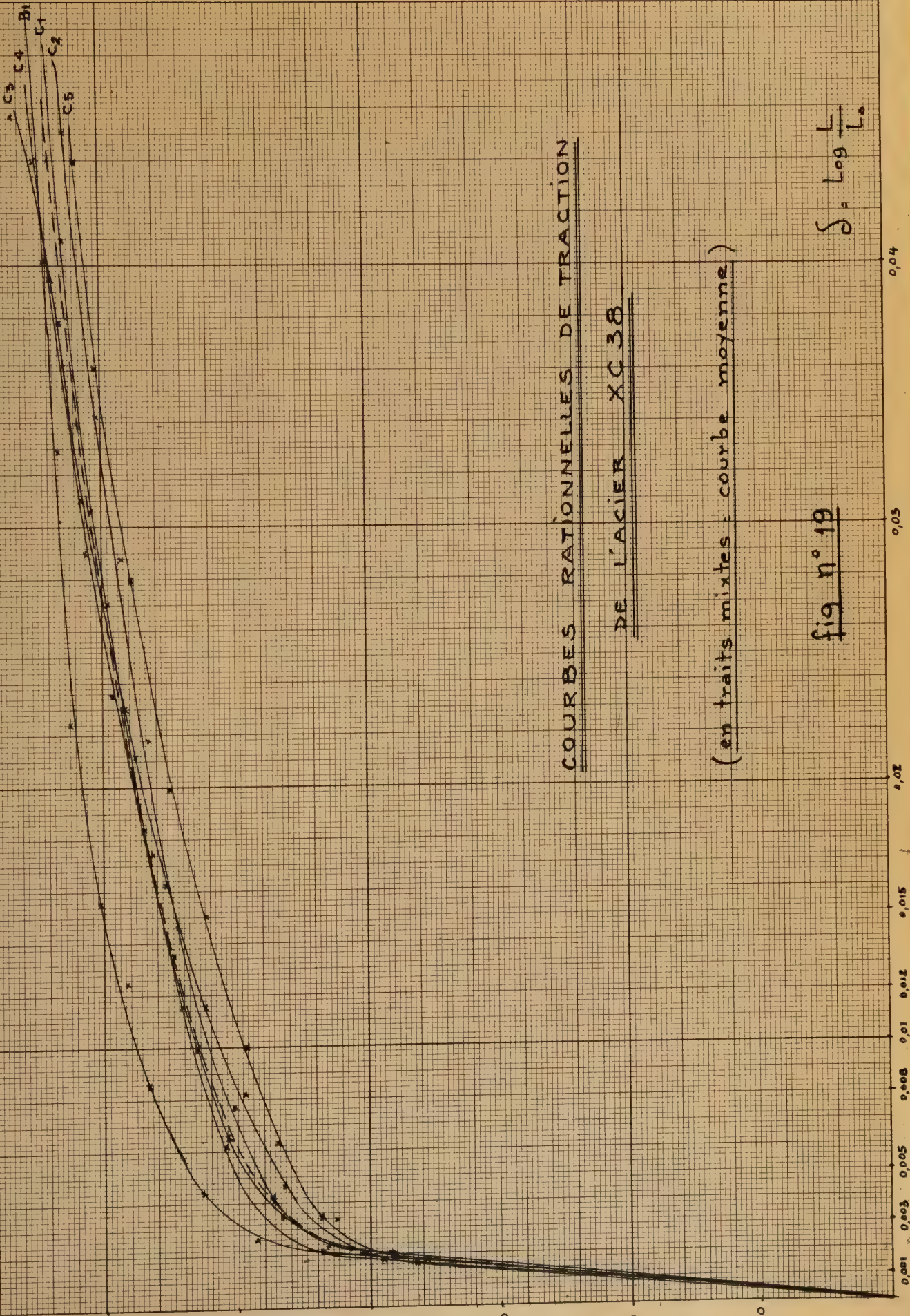
Dérivons :

$$\frac{d\sigma}{d\delta} = n K_A \delta^{n-1}$$

En prenant les logarithmes :

$$\text{Log } \frac{d\sigma}{d\delta} = \text{Log } n K_A + (n-1) \text{Log } \delta$$

L'exposant n et le coefficient k_A étant des constantes, si la loi des contraintes est vérifiée les points doivent s'aligner sur une droite de pente $n - 1$. En mesurant graphiquement les tangentes à la courbe sur l'enregistrement, et en portant leurs valeurs en fonction de δ sur un diagramme double Log, nous pouvons déterminer la valeur de l'exposant n (Fig. 20). En procédant de la même façon tout le long de la courbe rationnelle nous déterminons le point de transition correspondant au changement d'équation, et nous tirons l'exposant n . A l'aide de deux des valeurs de σ relevées sur la courbe, par substitution, nous déduisons les constantes σ_{0A} et K_A . Tous les coefficients et exposants des équations sont donc ainsi déterminés. Les tableaux n° 21 et 22 des pages suivantes donnent les valeurs calculées pour σ_{0A} , et le coefficient k_A ainsi que la comparaison des résultats calculés à l'aide de l'équation de Ludwig



COURBES RATIONNELLES DE TRACTION

DE L'ACIER XC38

(en traits mixtes : courbe moyenne)

fig n° 19

$$\sigma = \log \frac{L}{L_0}$$

calcul des coefficients n et m
des équations de "Ludwig"

d'après la courbe rationnelle
moyenne de traction de l'acier XC38.

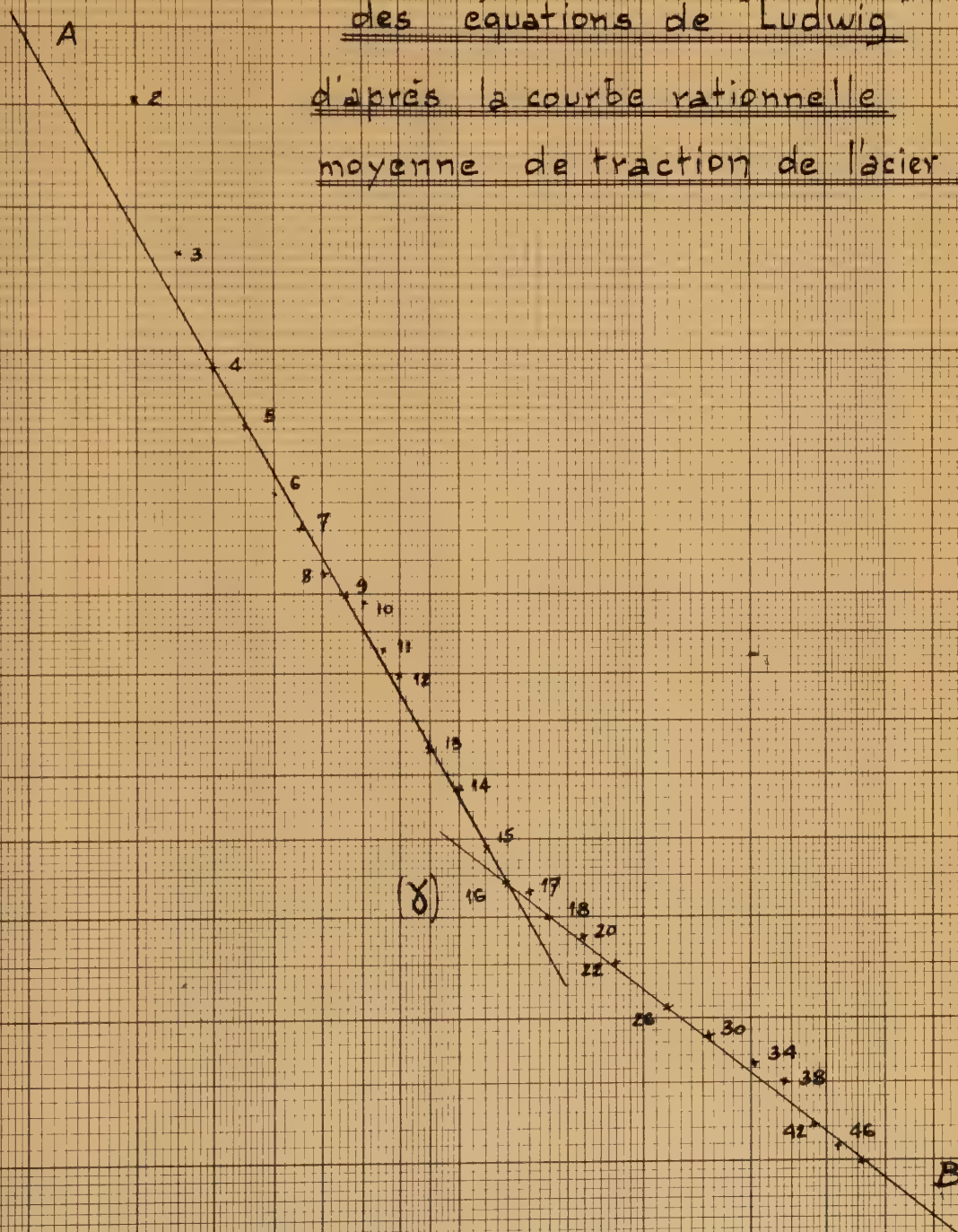


fig n° 20

et ceux de l'enregistrement.

Nous ne retiendrons que les valeurs relatives à l'étude du premier domaine plastique car pour le redressage par flexion que nous avons en vue le deuxième domaine plastique n'est jamais atteint.

COURBE MOYENNE DE TRACTION DE L'ACIER XC 38

(mesures par visées au microscope)

Zone des déformations plastiques entre les points A - B

Limite de validité $\delta_2 = 0,0027$ $\delta_{16} = 0,012$

Equation du profil :

$$\sigma = \sigma_{0A} + K_A \delta^n$$

$$\sigma = 32,31 + 6,28 \delta^{0,251}$$

Point	Valeur calculée de en kg/mm ²	Valeur de en kg/mm ² vérifiée sur le graphe
1 $\delta = 0,0027$	46,54	44
2 0,0030	46,99	45,1
3 0,0035	47,51	46,05
4 0,0040	48,12	46,7
5 0,0045	48,56	48,0
6 0,0050	48,99	48,6
7 0,0055	49,39	49
8 0,0060	49,78	50
9 0,0065	50,05	50,4
10 0,0070	50,38	51
11 0,0075	50,70	51,4
12 0,0080	51,00	51,8
13 0,0090	51,56	52,6
14 0,0100	52,08	53,2

COURBE MOYENNE DE TRACTION DE L'ACIER XC 38

(Mesure à la micromachine)

Zone des déformations plastiques entre les points A - B

Limite de validité $\delta_2 = 0,0052$ $\delta_{16} = 0,018$

Equation du profil $\sigma = \sigma_{0A} + K_A \delta^n$
 $\sigma = 15,88 + 324,58 \delta^{0,491}$

Point	Valeur calculée de en kg/mm ²	Valeur de en kg/mm ² vérifiée sur le graphe
1 $\delta = 0,00544$	40,97	42,3
2 0,00602	42,85	43,4
3 0,00666	43,61	44,35
4 0,00737	45,01	44,9
5 0,00862	46,39	46,05
6 0,00903	48,06	47,9
7 0,0100	49,70	49,7
8 0,1106	51,45	51,5
9 0,0122	53,24	53,4
10 0,0135	55,15	55,3
11 0,0141	55,78	56,1

Tableau n° 22

Chap. 3 - ETUDE DE LA DEFORMATION PLASTIQUE DANS LE CAS DE LA FLEXION PLANE

A) - BUT -

Les essais de traction nous ont permis de définir au delà de la zone élastique deux domaines de déformation plastique caractérisés par une équation de type Ludwig exprimant la contrainte de traction en fonction de l'allongement relatif intégré

Lorsqu'une éprouvette subit une flexion plane du type poutre sur appuis A, B, chargés en son milieu M (Fig. 23), il est possible de classer les points de l'alliage en 3 catégories :

- 1°/ - Ceux qui sont initialement dans le plan de symétrie de tracé $x'x$ demeurent sur une surface cylindrique (S) de direction (C) sans que varient leurs distances relatives.

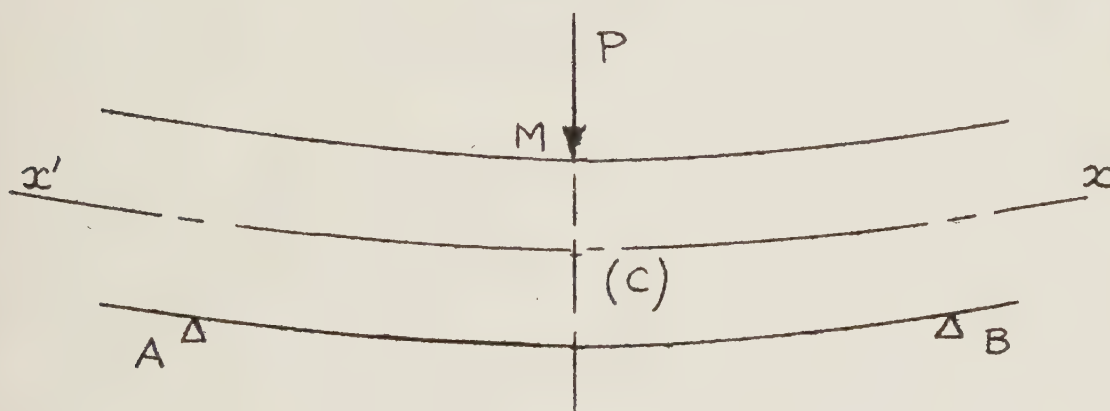


Fig. 23

2°/ - Ceux qui sont initialement dans le demi-espace défini par M et le plan x'x et qui demeurent sur des surfaces parallèles à (S) mais se rapprochent par suite d'une compression longitudinale conséquence de la flexion.

3°/ Ceux qui sont initialement dans le demi-espace défini par AB et le plan x'x et qui demeurent sur des surfaces parallèles à (S) mais s'éloignent les uns des autres par suite d'un étirement longitudinal, conséquence de la flexion. Tout se passe comme si les points des catégories 2 et 3 subissaient une compression ou une traction longitudinale.

Le problème est donc de déterminer la forme de la directrice (C) et d'examiner s'il est possible de lier ϵ , déterminé dans le chapitre précédent, au moment de flexion, mesuré au cours d'une expérience convenablement montée. Nous relierons alors ce moment soit à la flèche prise par l'échantillon, soit à son rayon de courbure. Enfin nous pourrons, sur la pièce, déterminer les zones en déformation élastique et celles en déformation plastique.

En effet, l'analyse des courbes de flexion ne nous apporterait aucune indication quant à la position des zones plastiques à l'intérieur du matériau fléchi. Nous n'aurions qu'une vue d'ensemble du phénomène. Ce n'est seulement qu'en essayant de relier l'un et l'autre de ces essais que nous pouvons espérer tirer quelques conclusions. Henri de LEIRIS (13) a d'ailleurs mis en pratique une idée analogue en se servant des caractéristiques du métal à la traction pour déterminer la pression d'éclatement d'une capacité soumise à une pression. Dans ce cas pourtant, l'état de contrainte était très différent de celui de la traction, puisque tridimensionnel. La théorie de WALMSLEY (14) consiste

à admettre que la relation reconnue valable en traction simple, entre la contrainte vraie et l'allongement vrai reste valable quel que soit le système de tension considéré, à condition de respecter les hypothèses de l'invariance du volume, de la coïncidence des directions des tensions principales et des allongements vrais.

L'expérimentation et les résultats déduits vont nous permettre d'essayer une méthode appliquée au cas de la flexion plane dans les opérations de redressage industriel, les théories de la résistance des matériaux étant incapables actuellement de nous fournir des relations mathématiques applicables reliant les efforts, contraintes et déformations autrement que dans le domaine de l'élasticité. Nous chercherons à établir les relations qui doivent exister entre contrainte, flèche et moment de flexion pour un matériau présentant une déformation permanente.

Nous limiterons notre domaine d'étude à la première phase des déformations plastiques pour tenir compte des conditions réellement obtenues dans la pratique du redressage industriel, donc dans les applications pratiques envisagées, nous aurons seulement deux domaines de déformations, un premier domaine élastique, puis un deuxième domaine plastique situé dans la zone A définie page 24.

B) - MONTAGE EXPERIMENTAL ET CHOIX DE LA COURBE C -

Les essais de flexion ont été effectués sur un montage que nous avons réalisé de la façon suivante (Fig. 24).

Un anneau dynamométrique muni d'un couteau en acier trempé transmet l'effort de flexion P à l'éprouvette. Cet effort est lu en fonction de l'indication du comparateur intérieur C_1 . Des jauges de

contraintes fixées sur l'anneau permettent à tout moment de vérifier la mesure et d'étalonner au zéro jauge. L'éprouvette est posée entre les deux appuis situés à la distance L . Le comparateur C_2 permet la mesure de la flèche.

Le montage ainsi réalisé (photos n° 24 et 25) permet d'utiliser des éprouvettes dont une face est revêtue d'un revêtement photo-élastique photo-stress. L'interprétation des résultats se faisant à l'aide d'un polaroïd à déplacement angulaire. Différents essais effectués précédemment nous laissaient penser que les résultats continus enregistrés par les jauges étaient plus exploitables que les mesures photo-élastiques. Néanmoins nous avons, lors de l'essai de flexion collé sur l'autre face de l'éprouvette un revêtement photo-élastique afin de recueillir un supplément d'information. Mais la mesure des contraintes n'est possible par cette méthode, près des bords libres, que dans une zone supérieure à deux fois l'épaisseur du plastique, ce qui compte tenu des dimensions de l'éprouvette réduit la surface d'observation d'environ $2/5$. D'autre part l'obtention des valeurs numériques des contraintes principales exige une mesure en incidence oblique, on est alors amené à considérer la contrainte comme constante dans une zone qui, pour cette incidence de mesure, atteint 6 mm de longueur ce qui nous conduit à des observations beaucoup moins précises que les résultats obtenus par les jauges de contrainte. De plus dès le début de la plasticité, le nombre de franges devient important, rendant leur discrimination difficile. Néanmoins l'allure générale du phénomène (photo n° 26) donne lieu aux observations suivantes :

1°/ - Le nombre de franges isochromes va en décroissant si l'on s'éloigne des axes de symétrie, ce qui indique une diminution progressive des valeurs des contraintes, ce qui est confirmé quantitativement par l'emploi des jauges

Montage expérimental de flexion

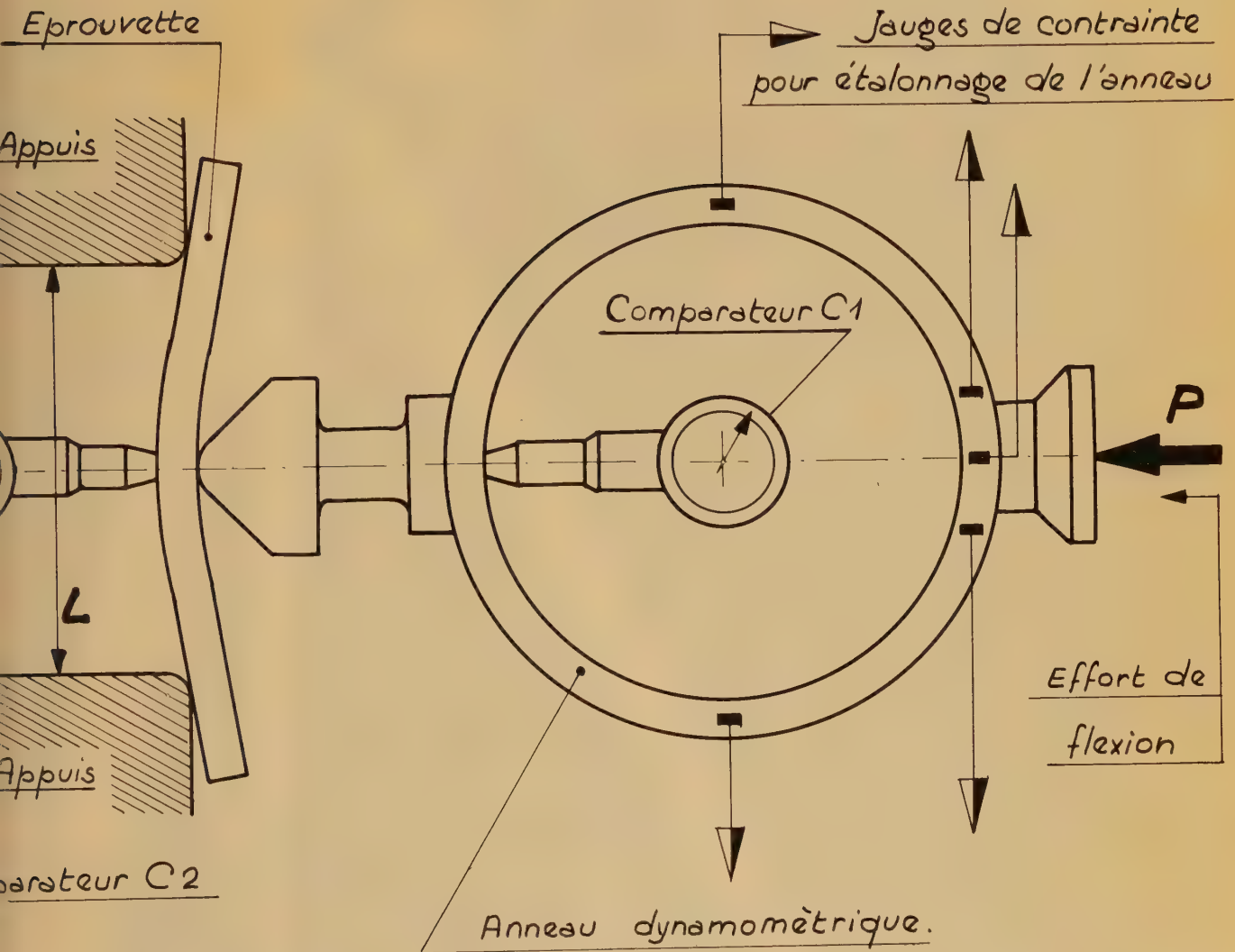


fig. n° 24





- 2°/ La zone plastique va en croissant selon des courbes isochromatiques. Les étalonnages comparatifs montrent que la courbe isochromatique correspondant à la limite de plasticité est sensiblement celle correspondant à la frange d'ordre 3 de l'échelle des teintes. Lorsque l'état de plasticité intéresse une zone de largeur égale à la hauteur de la pièce fléchie, l'on peut pratiquement considérer la contrainte principale comme constante le long de cette courbe. En assimilant la courbe à une droite, en première approximation, le réseau rappelle alors celui de la page 33 obtenu par le calcul. Au delà de cet état de plasticité le nombre de frange est tel que le dépouillement précis semble hasardeux.
- 3°/ Le tracé des isostatiques montre que celles-ci présentent une forte courbure pour le début de plasticité situé près de l'axe et des bords fléchis. Ceci traduit le fait que la contrainte principale qui leur est perpendiculaire varie alors rapidement au voisinage de cette région. C'est le début de la plasticité sous l'action localisée de la force de flexion.

L'autre face de l'éprouvette porte une série de vingt jauges de contraintes (figures n° 27 et 28/29) reliées à un pont de mesure avec enregistrement sur bande imprimée. Nous avons pu réaliser ainsi au cours d'un essai de flexion l'enregistrement de déformations allant jusqu'à trois cents points de mesure par essai. La position des jauges de contraintes étant repérée après collage, à l'aide d'un microscope avec oculaire micrométrique.

Le dépouillement des résultats des jauges nous a permis de tracer les courbes de la page suivante (Fig. 28 et 29). L'on y voit nettement que même pour une déformation importante les jauges éloignées de l'axe d'application de l'effort P restent en déformation relative inférieure à la valeur de transition donc sont en zone de déformation élastique.

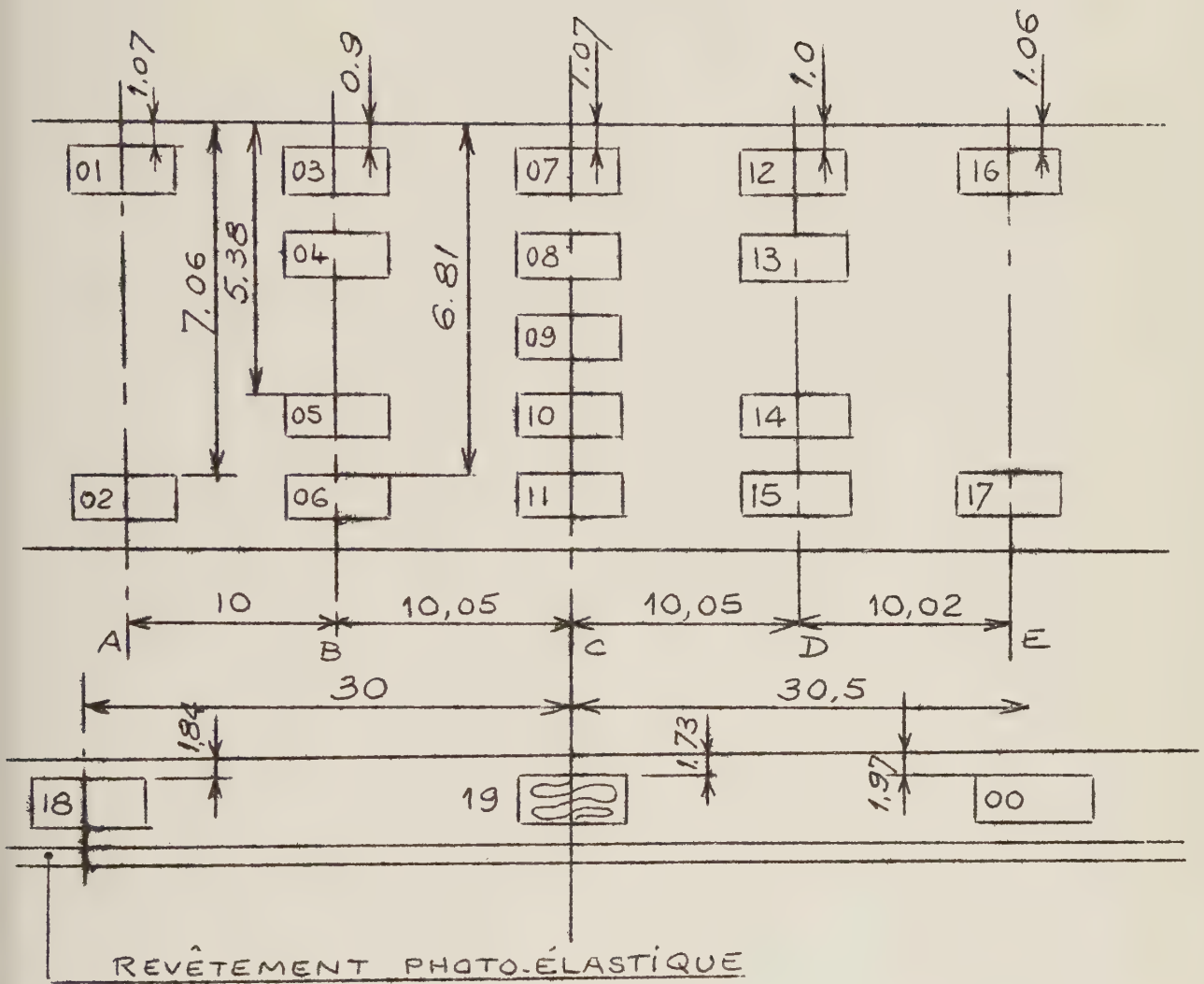


Fig. n° 27

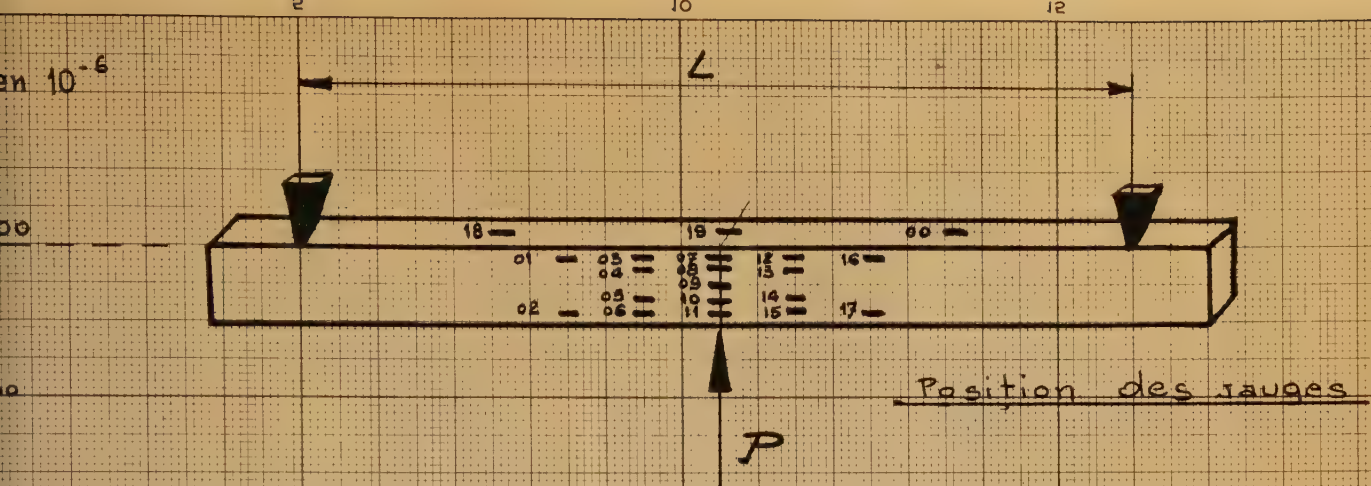
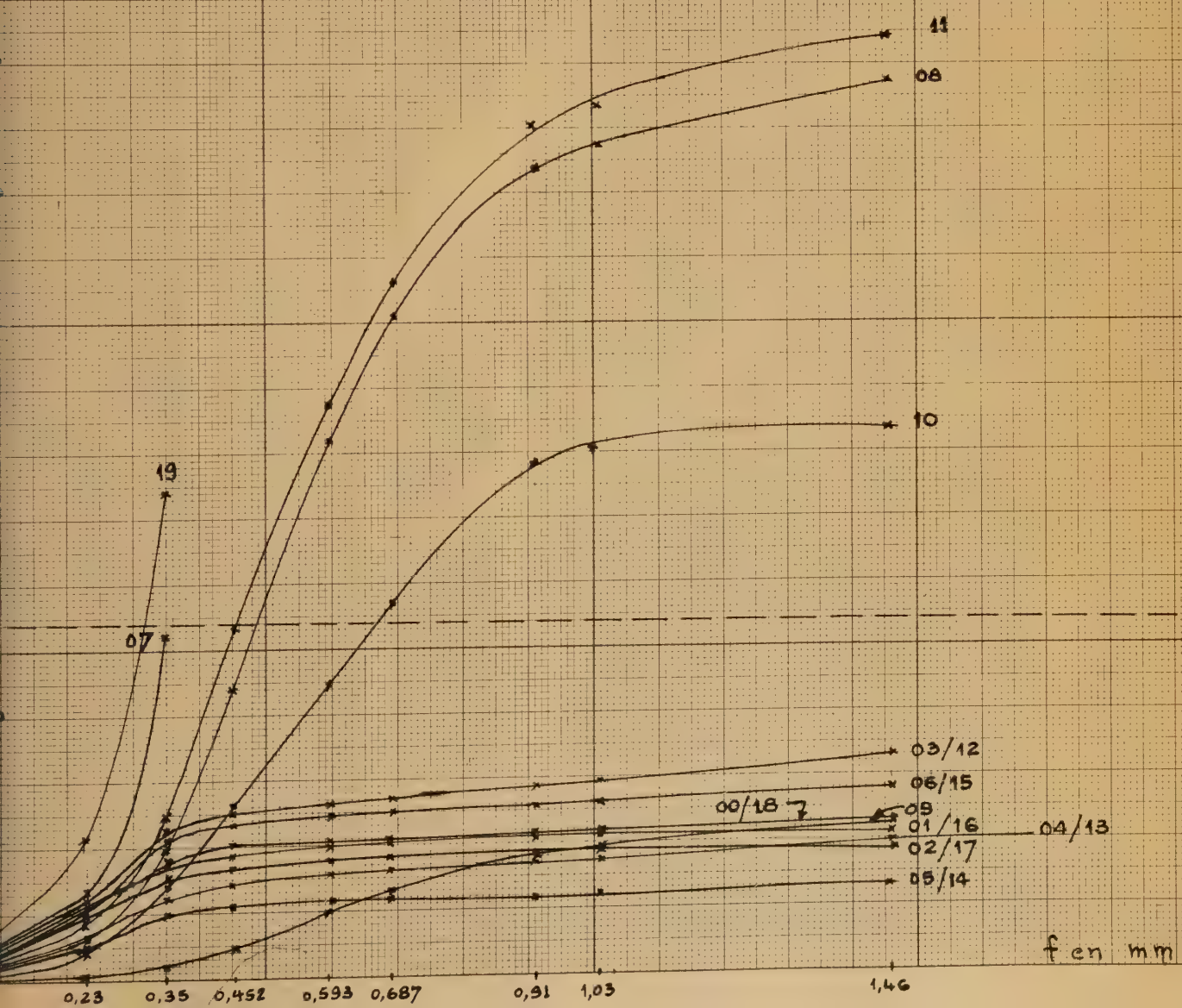


fig n° 28



$n \cdot 10^{-6}$

Position des jauges

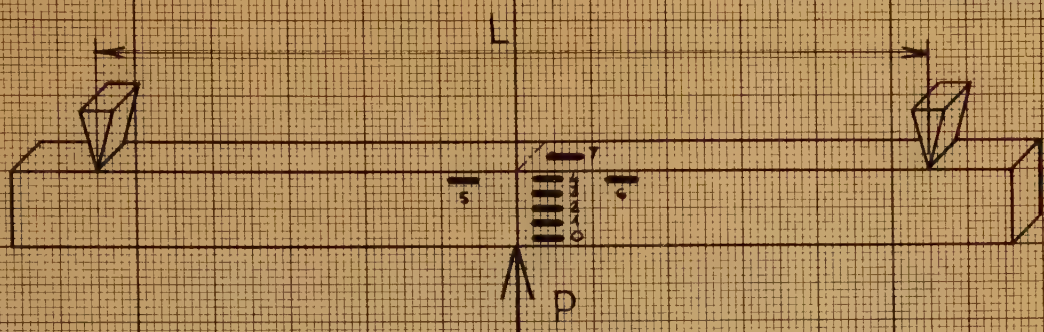
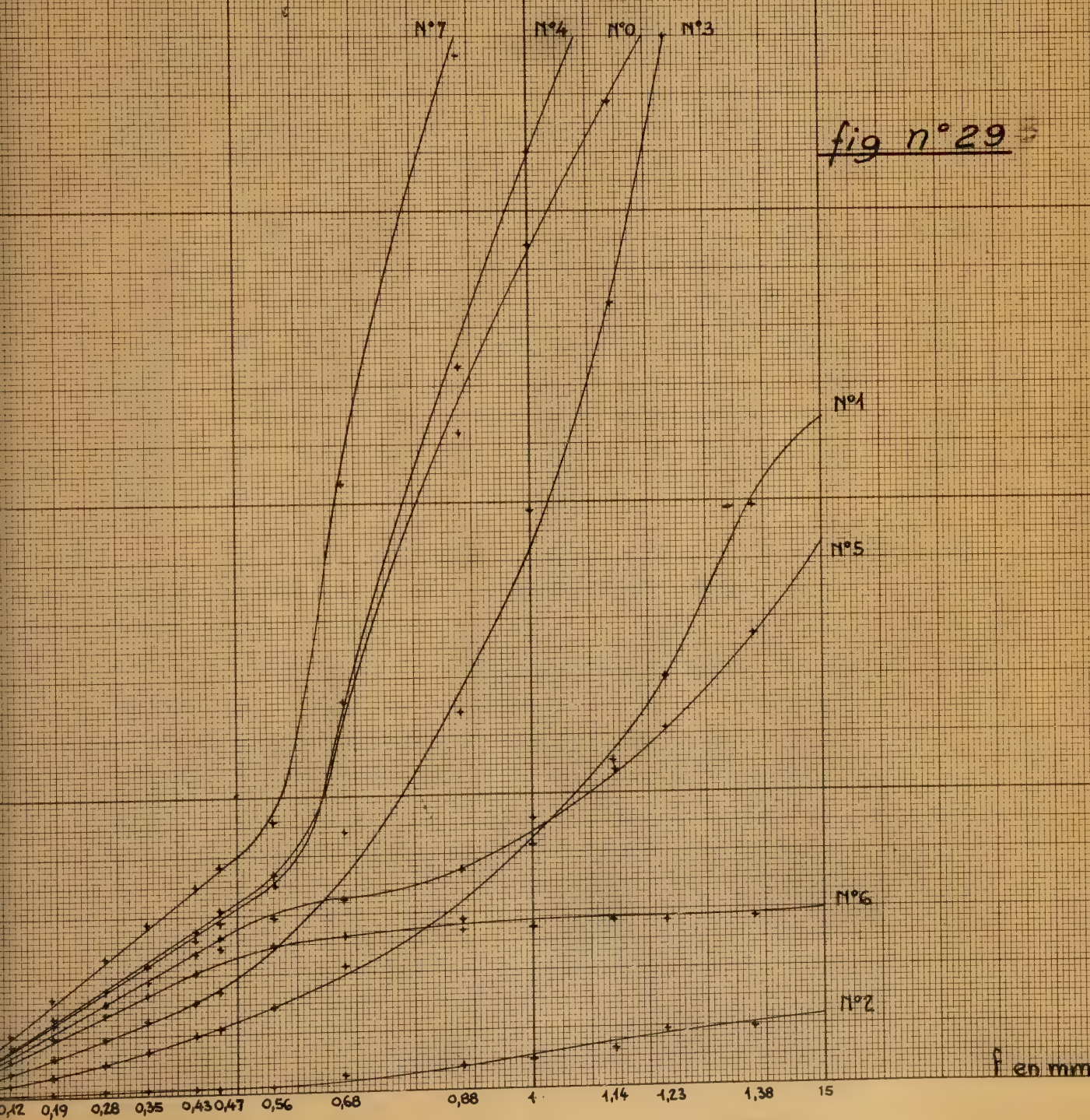


fig n° 29



Les jauges périphériques 01-16 en extension accusent des allongements identiques. Les jauges 02-17 en compression indiquent en valeur absolue une déformation un peu plus faible que la précédente, observation que confirme l'examen de la face revêtue de vernis photo-élastique. Mais le support de P est bien un axe de symétrie du système. Les jauges 05-12 04-13 confirment que cette symétrie demeure au voisinage de la ligne neutre.

Même au début de la flexion la jauge 19 périphérique extérieure sur l'axe s'allonge plus que toutes autres : l'hypothèse habituellement admise en flexion élastique considérant entre les appuis une déformation en arc de cercle caractérisée par un allongement uniforme le long d'une fibre parallèle à la fibre neutre n'est pas applicable. La jauge 07 plus proche de la fibre neutre confirme cette observation. Seules les jauges 07-08-10-19 témoignent d'un passage à la déformation plastique.

Notons d'autre part que les jauges 03-12 accusent un allongement relatif supérieur à celui de leurs symétriques par rapport à la fibre neutre : 06-15 travaillant à la compression. De même sur l'axe P 07 s'allonge plus que 11 ne se contracte. Cette dissymétrie traduit le fait que le rayon de courbure de la partie interne est inférieur à celui de la zone externe. Le vernis photo-élastique traduit bien par ses franges d'interférence cette différence de comportement. La zone externe est ainsi perturbée plus loin de l'axe P que la zone interne. La présence des deux appuis à l'extérieur accentue encore le phénomène.

Un deuxième essai a été effectué. Cette fois, les jauges ont été placées dissymétriquement par rapport à l'axe d'application de la charge P. La jauge n° 6 traduit un allongement relatif à peine supérieur à celui de la jauge n° 2 placée sur la fibre neutre, en tous cas très en dessous de la valeur de transition

Si l'on ne tient pas compte des légères perturbations locales situées aux points d'application de la charge et aux réactions des appuis il semble que les zones des déformations plastiques constituent des domaines possédant une double symétrie.

Un premier axe de symétrie est la médiatrice du segment défini par les appuis, un second axe serait, à la courbure près, la ligne neutre. D'autre part, ces domaines, de largeur nulle sur la ligne neutre s'évasent lorsque l'on se déplace vers la périphérie. Une image suggestive paraît en être donnée si l'on examine en lumière polarisée la pièce recouverte d'une résine photo-élastique.

En conclusion, un choix de la courbe (C) nous amène, en observant les allongements relatifs accusés par les jauges, à écarter l'arc de cercle limité par les appuis A et B auquel il semblait naturel de se référer. En effet, dès le début de la flexion les jauges voisines de l'axe d'effort soulignent un allongement relatif très supérieur à celui des jauges marginales. Nous serons donc conduits à définir une courbe (C) permettant de mieux traduire le comportement de l'échantillon fléchi. Pour cela posons, à partir de l'examen des jauges, que seule est susceptible de subir une courbure constante la partie de l'échantillon située sur l'axe de la charge et dont la largeur n'excède pas 3 fois la hauteur de l'éprouvette soit $L_0 = 3 H$ (Fig. 30), le reste de l'alliage demeurant rectiligne, soit non déformé, soit en traction élastique.

Cette géométrie est également proposée par TIMOSCHENKO (15) sans qu'il ait défini comme nous le proposons la fraction d'échantillon en flexion circulaire.

C) - CALCUL DU MOMENT DE FLEXION -

Soit un barreau d'acier rectiligne de dimensions connues. Nous imposons à ce barreau une déformation transversale telle qu'après enlèvement de la charge ce barreau reste fléchi. Nous pouvons par des moyens appropriés, mesurer la charge et la flèche prise sous cette charge.

En flexion, les "fibres" du métal, de part et d'autre de la ligne neutre, sont soit comprimées, soit tendues. Leur allongement relatif est fonction de leur distance y à la fibre neutre.

Ainsi que nous l'avons dit, l'allongement relatif intégré est égal à

$$\delta = \int_{L_0}^{L_A} \frac{dL}{L} = \text{Log} \frac{L_A}{L_0}$$

Il s'agit maintenant de préciser, pour une éprouvette en flexion, les valeurs de δ selon la position y par rapport à la fibre neutre. Ceci entraîne donc la connaissance de L_0 et L_A . La longueur L_A de la fibre tendue ou comprimée, est fonction du profil de la courbe de la déformée (Fig. 30). Soit un arc de cercle et deux segments symétriques par rapport à l'axe d'effort.

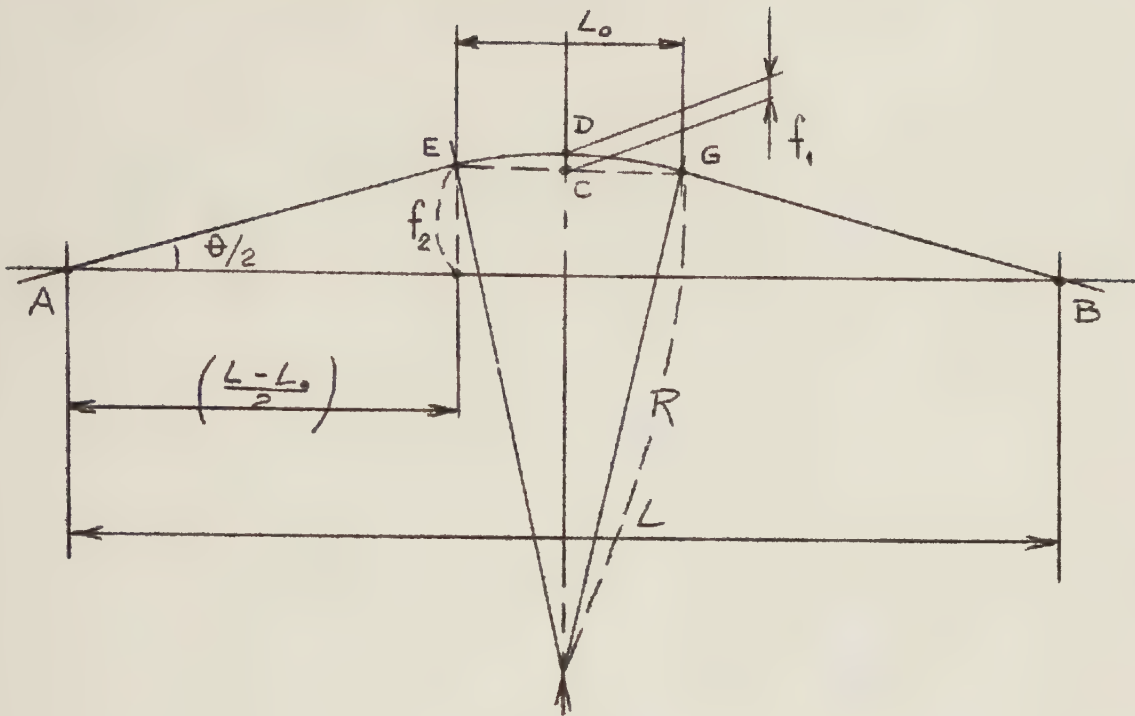


Fig. 30

La figure nous montre que l'arc $EDG = \theta R$ au second ordre près $\simeq L_0 (1)$ si l'on considère R assez grand ce qui est généralement le cas dans nos expériences.

Pour une fibre située à la distance y_A de la ligne neutre, la longueur L_A a pour valeur

$$L_A = \theta R_A = \theta (R + y_A)$$

d'où

$$\delta = \text{Log} \frac{L_A}{L_0} = \text{Log} \left(1 + \frac{y_A}{R} \right) \quad (2)$$

Comme y_A est petit par rapport à R on peut écrire

$$\delta \simeq \frac{y_A}{R}$$

D'autre part, la flèche totale est égale à la somme de $f_1 + f_2$, or, dans le triangle OEC, puisque θ est petit on a (en considérant EC comme hauteur d'un triangle rectangle en E et dont l'hypoténuse est $2R$) :

$$EC^2 = 2R f_1$$

ou

$$f_1 = \frac{L_o^2}{8R}$$

On a $\frac{f_2}{\left(\frac{L-L_o}{2}\right)} = \text{tg } \frac{\theta}{2}$ Les angles étant petits $\text{tg } \frac{\theta}{2}$ est équivalent à $\frac{\theta}{2}$ et $f_2 = \left(\frac{L-L_o}{4}\right) \theta$

mais d'après (1)

$$f_2 = \left(\frac{L-L_o}{4}\right) \frac{L_o}{R}$$

La flèche totale est donc

$$f = f_1 + f_2 = \frac{L_o}{8R} (2L - L_o) \quad (3)$$

Nous avons supposé que l'éprouvette fléchie avait une partie élastique et une partie plastique de part et d'autre de la ligne neutre. Si y_A est l'ordonnée de l'extrémité de la zone plastique (Fig. 31) c'est-à-dire la fin de la zone élastique, à cette valeur de y_A correspond la contrainte élastique maximum σ_{el} . Nous avons vu, lors de l'essai de traction, que pour toute "fibre" dont l'allongement relatif intégré atteignait la valeur de "transition" λ la fonction de contrainte change d'allure. Or l'ordonnée y_A est précisément atteinte lorsque l'allongement relatif δ atteint lui-même la valeur définie par l'essai de traction.

Exprimons λ .

$$\delta_{(\text{limite})} = \lambda = \text{Log} \left(1 + \frac{y_A}{R} \right) \approx \frac{y_A}{R}$$

d'où

$$y_A = R \lambda$$

Considérons de nouveau la figure n° 31 représentant le barreau fléchi

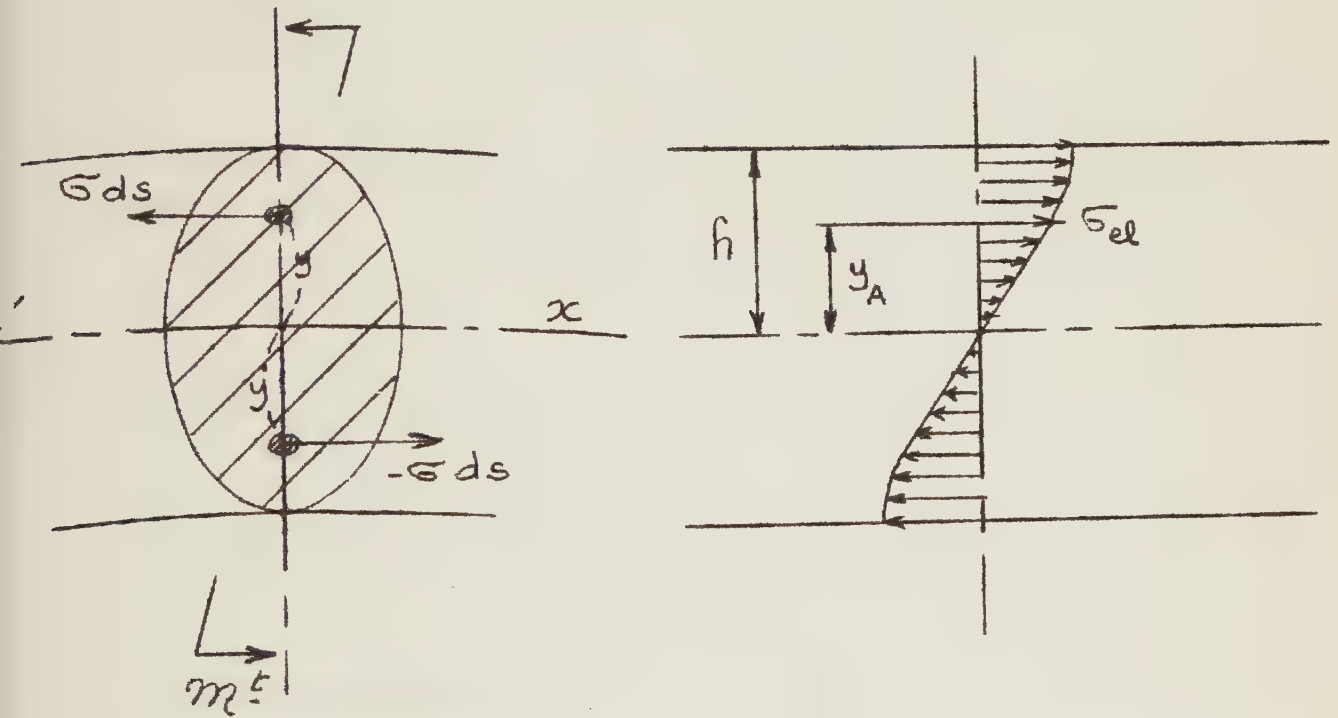


Fig. 31

Dans l'axe d'application de la force (poutre reposant sur deux appuis et chargée en son milieu) l'effort tranchant est nul.

Si par la pensée, nous supprimons la moitié de l'éprouvette déformée, pour ne pas détruire la figure d'équilibre, il nous faudra appliquer sur la section droite coupée un moment égal au moment de flexion. Ce moment remplacera l'action des forces intérieures de la partie enlevée. Or, ces forces intérieures, perpendiculaires à la section considérée, sont précisément les contraintes unitaires existant de part et d'autre de la ligne neutre $x'x$. Le moment de flexion est donc la somme des moments élémentaires dus aux contraintes.

De 0 à y_A , la contrainte σ varie linéairement (domaine élastique, loi de Hooke). Par intégration de 0 à y_A des moments élémentaires dus à ces contraintes, l'on peut trouver le moment de flexion s'exerçant sur la zone encore élastique. Soit M_{el} ce moment :

$$M_{el} = 2 \int_0^{y_A} \sigma y \, ds$$

La fonction de contrainte étant linéaire, ceci entraîne

$$\frac{\sigma_{el}}{y_A} = \frac{\sigma}{y} \quad \text{d'où} \quad \sigma = \frac{\sigma_{el}}{y_A} y$$

Si l'éprouvette est de section carrée ou rectangulaire

$$ds = a \, dy$$

et l'intégrale devient :

$$M_{el} = \frac{2 a \sigma_{el}}{y_A} \int_0^{y_A} y^2 \, dy$$

Pour la première zone plastique A, de y_A à h la fonction de contrainte σ_A suit la loi précédemment définie

$$\sigma_A = \sigma_{0A} + k_A \delta^n$$

ou encore, sous une autre forme, en tenant compte de l'approximation sur le logarithme

$$\sigma_A = \sigma_{0A} + k_A \left(\frac{y_A}{R} \right)^n$$

et le moment de flexion M_{PA} dans cette première zone plastique A a pour valeur

$$M_{PA} = 2 \int_{y_A}^h \sigma_A y ds = 2 \int_{y_A}^h \left[\sigma_{0A} + k_A \left(\frac{y_A}{R} \right)^n \right] y ds$$

En effet, y est au maximum égal à h , il ne peut en être autrement puisque pour la valeur $y = h$ toute la barre est encore dans le domaine élastique et l'intégrale ci-dessus n'a plus de sens. Si nous considérons les cas de redressage industriel, pour les divers types de machines réalisées à ce jour, les valeurs extrêmes avec $y = h$ sont de 0,048 à 0,091. Mais il n'est pas exact de prendre $y = h$, plus généralement les valeurs de y_A sont de l'ordre de $h/5$, dans ces conditions le rapport y_A / R varie de 0,015 à 0,035 et l'on peut admettre que

$$\text{Log} \left(1 + \frac{y}{R} \right) \simeq \frac{y}{R}$$

Le moment total maximum au milieu de l'éprouvette est évidemment égal à la somme des moments partiels :

$$M_{\text{total}} = M_{el} + M_{PA}$$

Nous avons vu que :

$$M_{el} = \frac{2a \sigma_{el}}{y_A} \int_0^{y_A} y^2 dy$$

et

$$M_{pA} = 2a \sigma_{oA} \int_{y_A}^h y dy + \frac{2a k_A}{R^n} \int_{y_A}^h y^{(n+1)} dy$$

Tous calculs effectués, il vient :

$$M_{total} = a \left[\frac{2\sigma_{el}}{3} y_A^2 + \sigma_{oA} (h^2 - y_A^2) + \frac{2k_A}{(n+2) R^n} h^{n+2} - y_A^{n+2} \right]$$

En remplaçant y_A par sa valeur :

$$M_{total} = a R^2 \left[\lambda^2 \left(\frac{2}{3} \sigma_{el} - \sigma_{oA} \right) - \frac{2k_A}{n+2} \lambda^{n+2} \right] + \left(\frac{2a k_A}{n+2} \right) \frac{h^{n+2}}{R^n} + a \sigma_{oA} h^2$$

Nous avons déduit des essais de traction lors du tracé des courbes rationnelles les valeurs suivantes :

1°/ Mesures avec visée microscopique :

$$\begin{array}{lll} \sigma_{el} = 42 \text{ kg/mm}^2 & \sigma_{oA} = 32,31 & k_A = 6,28 \\ n = 0,251 & \lambda = 0,0027 & \end{array}$$

2°/ Mesures par la micromachine :

$$\begin{array}{lll} \sigma_{el} = 42 \text{ kg/mm}^2 & \sigma_{oA} = 15,88 & k_A = 324,58 \\ n = 0,491 & \lambda = 0,0052 & \end{array}$$

En calculant les diverses constantes, le moment de flexion a pour valeur :

$$1^{\circ}/ M^+ = - 406,36.10^{-7} a R^2 + 5,579 a \frac{h^{n+2}}{R^n} + 32,31 a h^2$$

$$2^{\circ}/ M^t = - 205,41.10^{-6} a R^2 + 260,6 a \frac{h^{n+2}}{R^n} + 15,88 a h^2$$

Les cotes a et h des éprouvettes sont connues, en mm :

$$a = 4 \quad H = 9 \quad h = 4,5$$

Tous calculs effectués, le moment de flexion peut s'écrire :

1°/ avec mesures par visée microscopique :

$$M^+ = - 0,000161 R^2 + \frac{659,21}{R^n} + 2 617,1$$

2°/ avec mesures par micromachine :

$$M^t = - 0,00821 R^2 + \frac{30 792}{R^n} + 1 286,28$$

Nous sommes maintenant en possession de formules donnant le moment de flexion en fonction du rayon de courbure. Nous avons admis d'autre part de représenter la pièce déformée comme une courbe formée de deux parties rectilignes reliées par un arc de cercle.

Cette façon de procéder est parfaitement justifiée : en effet l'expérience prouve que, même dans le domaine élastique, la courbure

prise par la pièce fléchée n'est pas un arc de cercle. On ne peut donc pas considérer que sur une "fibre" déterminée la contrainte soit constante sur toute la longueur entre appuis. Les jauges de contraintes n° 00-18 , 01-16, 02-17 (voir pages 65 et 66) fixées aux différents points de la pièce montrent que contrairement à l'hypothèse admise en élasticité les extrémités de l'éprouvette sont toujours dans le domaine élastique bien que les jauges 19-07, 11-08, 10 indiquent un état de plasticité avancé pour la même fibre. Il est donc vraisemblable d'envisager une fonction de la flèche où L_0 représente la longueur moyenne de la partie de fibre déformée plastiquement. Les jauges nous montrent notamment que, quelle que soit la flèche dans le domaine étudié, des jauges placées à la limite d'une valeur L_0 égale à 3 fois la hauteur H du barreau fléchi ne traduisent jamais de déformations plastiques.

Si nous fixons pour la valeur de L_0 3 fois la hauteur H du barreau fléchi, c'est-à-dire 27 mm, la formule 3 (page 71) devient :

$$f = \frac{3H}{8R} (2L - 3H)$$

La distance entre appuis L étant connue et égale à 110 mm, nous pouvons calculer le rayon de courbure R en fonction de f (tableau n° 32).

Flèche mesurée	Rayon de courbure calculé
$f = 0,45$	1 501
$f = 0,50$	1 300
$f = 0,55$	1 200
$f = 0,60$	1 100
$f = 0,70$	920
$f = 0,80$	820
$f = 0,90$	730
$f = 1,00$	619
$f = 1,20$	560
$f = 1,40$	460

Tableau n° 32

Les rayons de courbure mesurés par agrandissement photographique de la pièce déformée sont du même ordre de grandeur. Néanmoins il est difficile de faire une mesure précise car l'on peut toujours plus ou moins bien représenter une courbe à l'aide de portions d'arc de cercle dont le rayon de courbure est différent.

Si, à l'aide des rayons de courbure obtenus avec $L_0 = 3 H$, nous calculons les moments de flexion donnés par les formules théoriques obtenues soit à partir de la visée optique :

$$M_{total} = -0,000162 R^2 + \frac{659,21}{R^n} + 2617,1$$

soit à partir des résultats donnés par la micromachine :

$$M_{total} = -0,000821 R^2 + \frac{30792}{R^n} + 1286,28$$

nous obtenons le tableau n° 33 permettant de comparer les résultats de l'expérience à ceux prévus par les deux méthodes de calcul. On y voit aisément que les valeurs correctes du moment de flexion sont celles calculées à l'aide de la formule théorique obtenue grâce aux résultats fournis par la visée microscopique. Les calculs conduits à partir des indications recueillies par la micromachine donnent un moment de flexion bien inférieur et d'autant plus éloigné de la valeur d'essai que nous sommes au début de la déformation plastique du matériau ce qui confirme les observations faites en traction : les courbes classiques étant d'autant plus éloignées que l'on se trouve au voisinage de la déformation élastique.

Il est évident en effet que pour les raisons vues plus haut, il faut bien se garder d'utiliser les abscisses du diagramme de traction enregistré par les machines pour des calculs de moment de flexion, on retrouve là une raison de plus de ne pas confondre longueur réelle de la pièce et longueur enregistrée.

Pour chaque essai, nous avons relevé simultanément les valeurs de la flèche et celles du moment de flexion.

L'écart maximal enregistré est de 8 % pour la formule théorique obtenue avec visée microscopique. Ces résultats sont traduits par le graphique n° 34.

f en mm	Moment de flexion calculé (avec micromachine) en mm/kg	Moment de flexion calculé (avec visée au mi- croscope) en mm/kg	Moment de flexion enregistré en mm/kg
0,45	286,54	2 358,5	2 145
0,50	809,81	2 453,1	2 365
0,55	1 051,5	2 495,8	2 475
0,60	1 281,71	2 535,54	2 557,5
0,70	1 671,07	2 599,7	2 612,0
0,80	1 876,39	2 631,4	2 695,0
0,90	2 058,21	2 657,4	2 722,0
1,00	2 283,14	2 687,0	2 775,5
1,2	2 405,32	2 701,8	2 860,0
1,4		2 725,16	2 915,0

Tableau n° 33

COURBES DE FLEXION DE SALES ASSUR

courbe théorique calculée (visée microscopique)

courbe théorique calculée (micromachine)

courbe enregistrée

2915
722
2475
2358
2145
1671
1281
1051
809

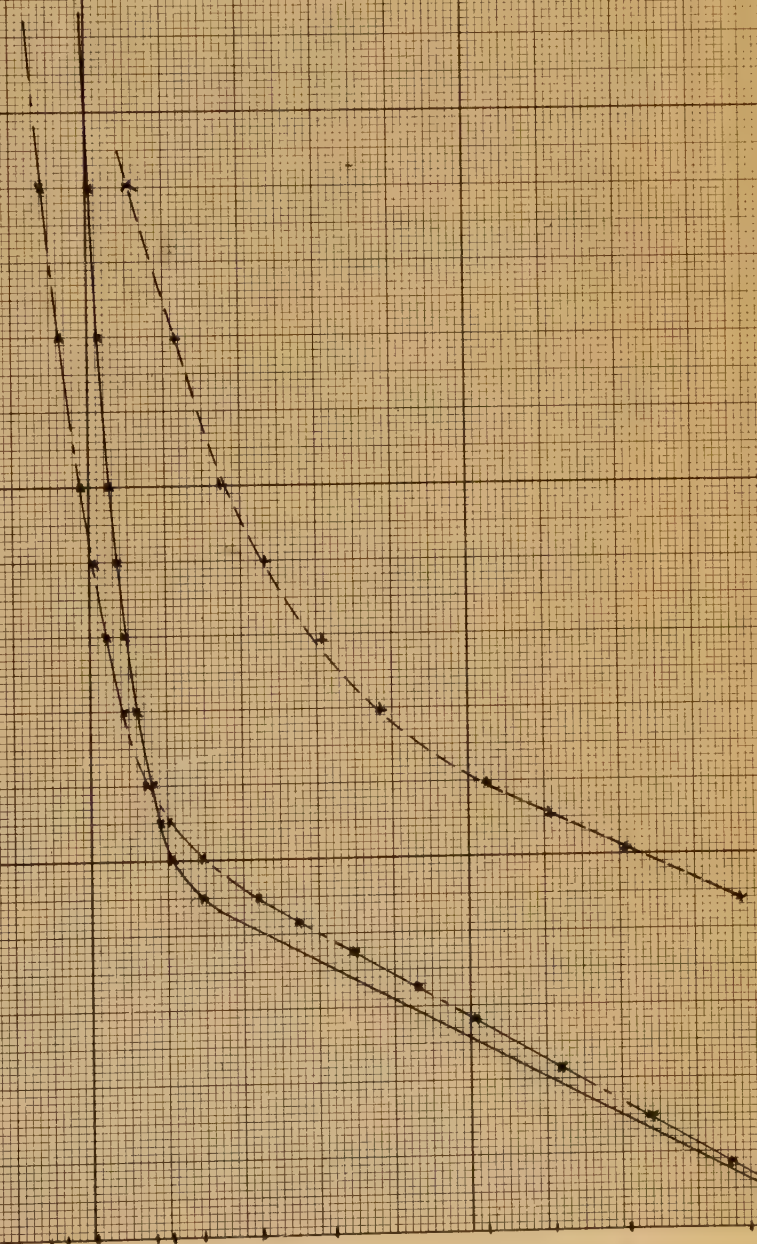


fig n° 34

f en mm

Ceci nous confirme que les machines classiques de traction tout à fait utilisables pour déterminer les limites d'élasticité et les charges de rupture ne doivent pas être employées sans précautions à l'étude des allongements réels. Elles seraient absolument inadaptées non seulement pour le calcul du module d'Young E, c'est-à-dire pour l'étude des déformations élastiques, mais pour définir le comportement du matériau en déformation plastique.

Par contre nous vérifions qu'une détermination convenable des allongements relatifs permet non seulement de définir correctement le module d'Young, mais également d'en tirer une équation type Ludwig exprimant la contrainte de traction σ en fonction de l'allongement relatif intégré δ puis d'utiliser cette équation au calcul du moment de flexion subi par l'échantillon moyennant une hypothèse simple sur la courbure de la pièce fléchie.

Nous pourrions sans calcul nouveau définir sur l'éprouvette en flexion les zones en déformation élastique et celles en déformation plastique.

D) - ANALYSE DES ZONES DEFORMEES SUR L'ECHANTILLON FLECHI

Nous nous sommes imposés arbitrairement la valeur de L_0 , mais pour des y_A différents à f constant, nous pouvons calculer à partir de l'équation

$$f = \frac{y_A}{\delta} - \sqrt{\left(\frac{y_A}{\delta}\right)^2 - \frac{L_0^2}{4}} + \frac{L - L_0}{4} \left(\frac{L_0 \delta}{y_A} \right) \quad *$$

obtenue en remplaçant R par sa valeur en fonction de y_A et de l'allongement relatif δ , les valeurs de L_0 correspondant aux déformations plastiques existantes.

* Equation résolue au centre de calcul automatique de la Faculté des Sciences de NANCY.

La résolution de cette équation nous conduit à trouver que seule la racine positive est à considérer et nous n'avons tenu compte que de cette valeur dans le tableau suivant .

y_A	$f = 0,50$	$f = 0,60$	$f = 0,70$	$f = 0,75$
	Lo	Lo	Lo	Lo
4,5	30,30	36,36	42,42	45,45
4,00	26,93	32,32	37,70	40,40
3,50	23,56	28,28	32,99	35,35
3,00	20,20	24,24	28,28	30,30
2,50	16,83	20,20	23,56	25,25
2,00	13,46	16,16	18,85	20,20
1,50	10,10	12,12	14,14	15,15
1,00	6,73	8,08	9,42	10,10
0,50	3,36	4,04	4,71	5,05

y_A	$f = 0,80$	$f = 0,85$	$f = 0,90$	$f = 1,00$
	Lo	Lo	Lo	Lo
4,5	48,48	51,51	54,54	60,61
4,00	43,09	45,78	48,47	53,86
3,50	37,70	40,06	42,42	47,13
3,00	32,32	34,34	36,36	40,40
2,50	26,93	28,61	30,30	33,66
2,00	21,54	22,89	24,24	26,93
1,50	16,16	17,17	18,18	20,20
1,00	10,77	11,44	12,12	13,46
0,50	5,38	5,72	6,06	6,73

Tableau n° 35

Le réseau de courbes ainsi obtenu (figure n° 36) ressemble à celui trouvé par O. PALWESKI et WERNER LUEG (16) et établi à partir de considérations théoriques.

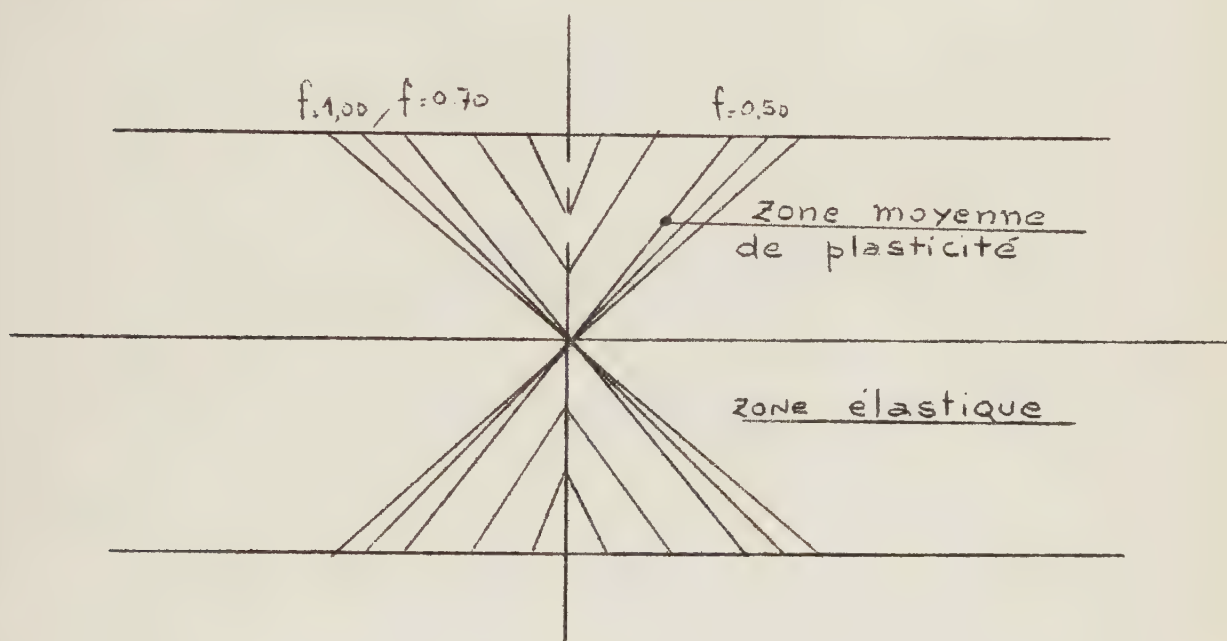


Fig. n° 36

Les recherches précédentes ont été conduites dans le but d'apprécier la réalisation d'une machine à redresser les produits métallurgiques tels que barres ou tubes. Cette machine a été effectivement réalisée à partir d'hypothèses arbitraires relatives à la zone de Cottrell précédant la déformation plastique de l'acier étudié. Nous allons donc après avoir sommairement exposé le principe du redressage industriel et les caractéristiques de la machine, effectuer les calculs utilisés avec l'hypothèse simplificatrice indiquée, puis nous comparerons ses caractéristiques à celles qu'il nous semble souhaitable d'atteindre si l'on désire une qualité de dressage améliorée.

Chapitre IV

APPLICATION AU REDRESSAGE INDUSTRIEL

DES PRODUITS METALLURGIQUES

Etude d'une machine à dresser les barres ou tubes

A) - CONSIDERATIONS GENERALES SUR LES MACHINES A DRESSER LES TUBES
ET BARRES

Les produits métallurgiques tels que barres et tubes obtenus par laminage ou étirage présentent généralement des flèches irrégulières de fabrication de l'ordre de 0,2 à 0,5 % de leur longueur.

Différentes solutions furent envisagées pour réduire, sinon éliminer, ces flèches de fabrication dès l'étirage. Les porte-filières à portées sphériques, montés sur les bancs d'étirage, améliorent peut-être la rectitude, mais néanmoins, il reste encore une flèche très importante.

Si l'on pouvait donc, dès la fabrication, éliminer ces défauts, il n'existerait pas d'opération de parachèvement appelée dressage. Malheureusement, tel n'est pas le cas, aussi, pour solutionner, ce problème, on essaya le dressage à la main, ou au balancier. Ce dressage d'une qualité médiocre et d'un faible débit, puisque fonction de l'habileté de l'ouvrier, fut vite dépassé.

Pour répondre aux exigences toujours plus grandes de l'industrie en matière de précision, et de rapidité de production, plusieurs machines à dresser furent construites. Généralement, dans l'industrie du tube, on classe les machines à dresser les plus courantes en deux catégories :

1°/ Les MACHINES DANS LESQUELLES LE PRODUIT A DRESSER NE TOURNE PAS -
par exemple :

- a) - Les presses à dresser,
- b) - les planeuses,
- c) - les machines à galets cylindriques,
- d) - les machines à dresser par traction.

2°/ Les MACHINES A DRESSER DANS LESQUELLES LE PRODUIT TOURNE -

- a) - Les dresseuses à galets hyperboliques,
- b) - Les dresseuses à galets multiples.

Avant d'aborder l'étude de la dresseuse à galets hyperboliques, résumons brièvement le fonctionnement des diverses machines de la première catégorie.

LES PRESSES A DRESSER : Ce sont des machines assez rudimentaires, non automatiques. L'effort de flexion est produit par un poinçon au milieu de deux appuis fixes. Le tube (ou barre) est déplacé à la main, et l'ouvrier contrôle le résultat du dressage. Le poinçon peut être à commande mécanique, pneumatique, ou hydraulique.

LES MACHINES A GALETS CYLINDRIQUES : Le produit à dresser passe tout d'abord dans une première série de galets cylindriques tournants, dont la gorge est adaptée au diamètre du produit. Ces galets sont situés dans un même plan. Une deuxième série de galets identiques aux premiers mais perpendiculaires à ceux-ci, assurent le dressage dans un autre plan.

Ces machines sont souvent utilisées pour effectuer un pré-dressage des barres fortement cintrées. Par leur conception même (galets formés au profil du produit à dresser), ces machines sont surtout utilisées pour le dressage des profilés de sections diverses.

LES MACHINES A DRESSER PAR TRACTION : Le principe de ces machines est d'obtenir une déformation permanente en dépassant la limite élastique du métal sous l'influence d'un effort de traction. Elles peuvent dresser un ou deux tubes à la fois.

Il n'existe pas un type de dresseuse qui ne convienne qu'aux tubes et un autre qui ne puisse être utilisé que pour les produits pleins. Bien souvent, sur un type de machine, on a les meilleures performances à la fois pour certains tubes et certaines barres de la gamme opérationnelle.

Dans la catégorie des machines où le produit à dresser tourne, on peut faire une distinction entre les machines à deux galets du type VB, et les machines à galets hyperboliques. La dresseuse du premier type a deux galets qui assurent à la fois l'entraînement et le dressage. L'un des galets est concave, l'autre convexe. L'effort appliqué au galet supérieur est très important, c'est pourquoi cette machine convient mieux aux tubes épais et aux barres. Un gros avantage de cette machine consiste dans le dressage des extrémités des barres en supprimant pratiquement le "jarret" impossible à redresser sur les machines à galets hyperboliques.

La machine que nous allons étudier (Fig. n° 37) se compose d'un bâti inférieur supportant les galets moteurs, et d'un sommier (ou bâti supérieur) dans lequel sont logés les contre-galets de pression et de flèche. On appelle contre-galet de flèche, le contre-galet central, il est ainsi nommé car de son réglage dépend l'importance de la déformation subie par le tube.

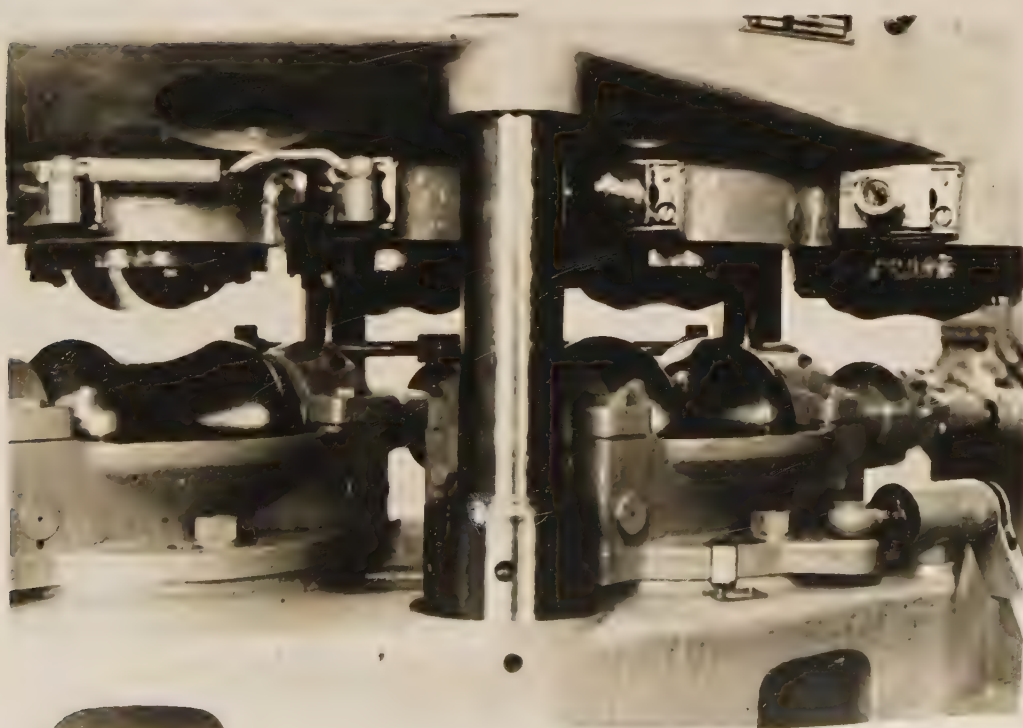
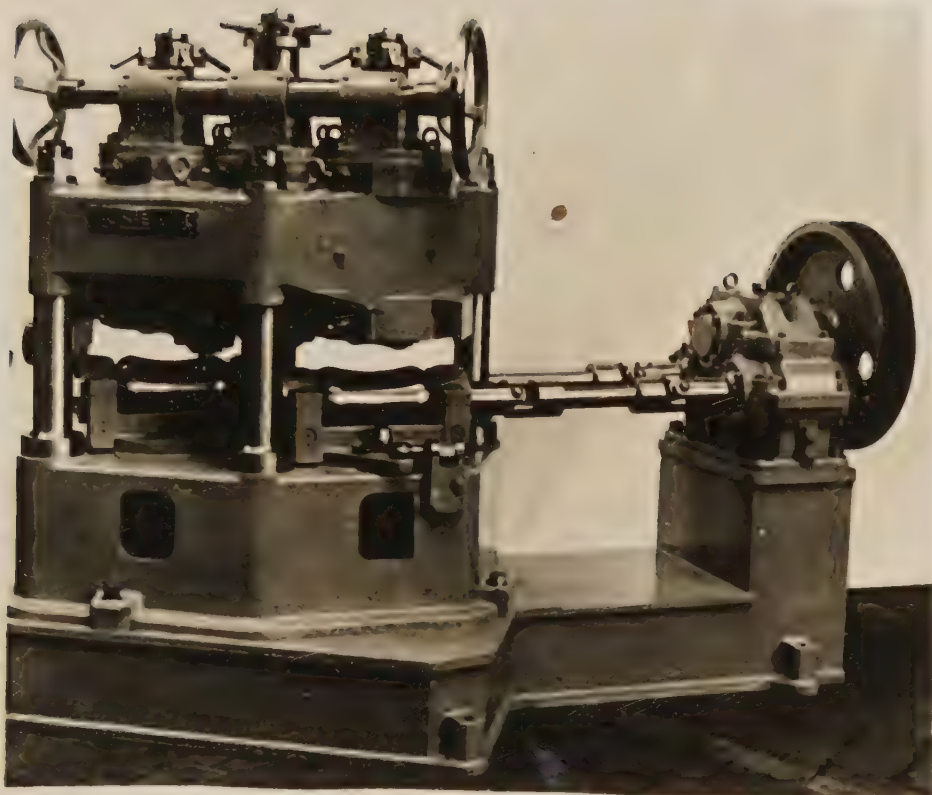
Les contre galets de pression servent à l'entraînement du tube et à son maintien sur les galets moteurs.

Les bâtis inférieur et supérieur sont réunis entre eux par quatre forts tirants. La disposition de ces tirants n'est pas quelconque, en effet, les tirants ou colonnes sont disposés en quinconce. Cette façon de procéder est extrêmement intéressante car l'on peut

réaliser facilement sans dispositifs coûteux ou compliqués, l'introduction et l'évacuation latérale des produits, ceux-ci pouvant par gravité venir se poser sur le premier galet moteur.

Un jeu de deux goulottes, une d'entrée et une de sortie, complète en général toute dresseuse. Ces goulottes sont destinées à "canaliser" les produits à dresser et à éviter les dangers qu'un fouettement important du tube pourrait occasionner.

Le principe de fonctionnement de cette machine peut être schématisé ainsi : le produit à dresser est introduit entre deux paires de galets hyperboliques tournants qui assurent son entraînement hélicoïdal. Un contre-galet de flèche également hyperbolique est placé au milieu des deux paires de galets d'entraînement. Son réglage en profondeur permet de donner au produit une flèche suffisante pour dépasser la limite élastique du métal. Le produit avançant en tournant sur lui-même est fléchi suivant tous les plans radiaux de sa section et sort parfaitement dressé. Par ce moyen, les tensions résiduelles sont éliminées ou redistribuées de telle sorte que l'on obtienne un nouvel état d'équilibre autour de l'axe neutre du produit ; une barre droite pouvant être définie comme un solide ayant tous ses efforts internes parallèles à une ligne droite et équilibrés autour de l'axe neutre.



Caractéristiques générales de la machine

Gamme opérationnelle : Tubes standards $\varnothing$ ext. 13 à 76 mm
Barre acier doux $\varnothing$ ext. 13 à 50 mm

Vitesse de dressage : 120 mètres par minute

Moteur de commande : 17 à 50 CV 500 à 1 500 t/mn.

Poids approximatif : 4 700 kg (avec moteur).

GAMME OPERATIONNELLE

Cette machine est surtout destinée au dressage des tubes gaz, mais la bonne qualité du dressage obtenu permet son emploi à des tubes des séries mécaniques courantes, car il est évident que l'on peut dresser des tubes de diamètre intermédiaire à ceux de la série gaz indiquée ci-dessous :

Pouces	∅ ext en mm	épaisseur
1/4"	13,25	2,25
3/8"	16,75	2,25
1/2"	21,25	2,75
3/4"	26,75	2,75
1"	33,5	3,25
1" 1/4	42,25	3,25
1" 1/2	48,25	3,5
2"	60	3,75
2" 1/4	69,75	3,75
2" 1/2	75,5	3,75

Il est prévu de dresser également des barres rondes en acier doux de diamètre compris entre 13 et 50 mm.

Le tableau ci-dessous résume quelques caractéristiques de tubes dressés en fonction de la limite de l'élasticité du métal.

Limite élastique	DIAMETRE EXTERIEUR DU TUBE									
	76	70	65	60	57	54	50	45	42	38
	EPAISSEUR MAXIMUM en mm									
30	3,8	4,9	6,0	7,5	8,9	11,0	Plein			
40		3,6	4,1	5,2	5,9	7,0	9,3	Plein		
50		2,8	3,4	4,0	4,5	5,3	6,6	9,8	Plein	
60			2,5	3,0	3,4	3,9	4,8	6,3	8,3	Plein

FONCTIONNEMENT DE LA DRESSEUSE A GALETS HYPERBOLIQUES
et ANALYSE DU DRESSAGE DES PRODUITS RONDS

Cette dresseuse ayant des galets, dont la forme rappelle un hyperboloïde de révolution, porte le nom de dresseuse à galets hyperboliques. Néanmoins, cette dénomination est impropre, car ainsi que nous le verrons plus loin, les galets ne sont pas des hyperboloïdes de révolution.

a) - FONCTIONNEMENT DE LA DRESSEUSE - (Voir photos n° 37 page 89)

Le premier des contre-galets est à commande pneumatique. Un distributeur à air permet son relevage.

Après un réglage approprié de l'inclinaison des galets-moteurs, et des contre-galets, (le premier contre-galet étant en position haute) un tube est introduit dans le guide d'entrée jusqu'à ce que son extrémité repose sur le premier galet moteur.

La manoeuvre du distributeur fait descendre le premier contre-galet sur le tube. Le "pinçage" obtenu permet alors l'entraînement du tube dans la machine grâce à la rotation et à l'inclinaison des galets moteurs.

Le tube passe alors sous le contre-galet de flèche et s'engage sur le deuxième galet moteur.

A partir de ce moment, la position du tube dans la machine est représentée ainsi :

Le tube avançant dans la machine en tournant sur lui-même est fléchi suivant tous les plans radiaux de sa section.

Si l'effort est suffisant pour dépasser la limite élastique du métal, on conçoit que les courbures existantes seront abolies et que le tube sortira droit. Naturellement, les extrémités des tubes ne peuvent être dressées, puisque ne reposant pas sur deux

appuis lors de l'engagement et de la sortie du tube.

B) - BUT

Il s'agit de chercher le rapport optimum entre la charge à faire porter sur le contre-galet de flèche afin d'assurer un dressage efficace, le pas de l'hélice définie par la partie externe de la barre déformée plastiquement compte tenu des dimensions géométriques de la barre et de la machine, la vitesse d'entraînement et de rotation de la barre qui effectue un mouvement hélicoïdal forcé. L'existence de cet optimum est relativement facile à mettre en évidence si l'on tient compte des résultats acquis précédemment.

Il intéresse la flèche prise par la barre engagée dans la dresseuse : trop faible cette flèche ne suffira pas à déformer plastiquement la barre, trop forte elle provoquera l'apparition d'une énergie perdue donc une diminution du rendement de l'opération et un écrouissage préjudiciable à la qualité du produit fini.

La flèche est liée au moment de flexion appliqué à la partie dressée. Il s'agit donc de calculer convenablement ce moment compte tenu des résultats précédents.

La barre engagée dans la dresseuse tourne sur elle-même et avance suivant son axe d'un mouvement hélicoïdal forcé dont nous pourrions aisément définir les caractères. Les comparant à ceux actuellement utilisés sur la machine, nous pourrions apprécier l'amélioration proposée à la suite de cette étude.

C) - ANALYSE DU DRESSAGE DES PRODUITS RONDS

a) - La flèche :

Considérons le moment où une portion de tube reposant sur les galets moteurs est fléchie en son milieu (Fig. n° 38).

Il existe une relation entre le rayon de courbure, la longueur d'appui, et la flèche.

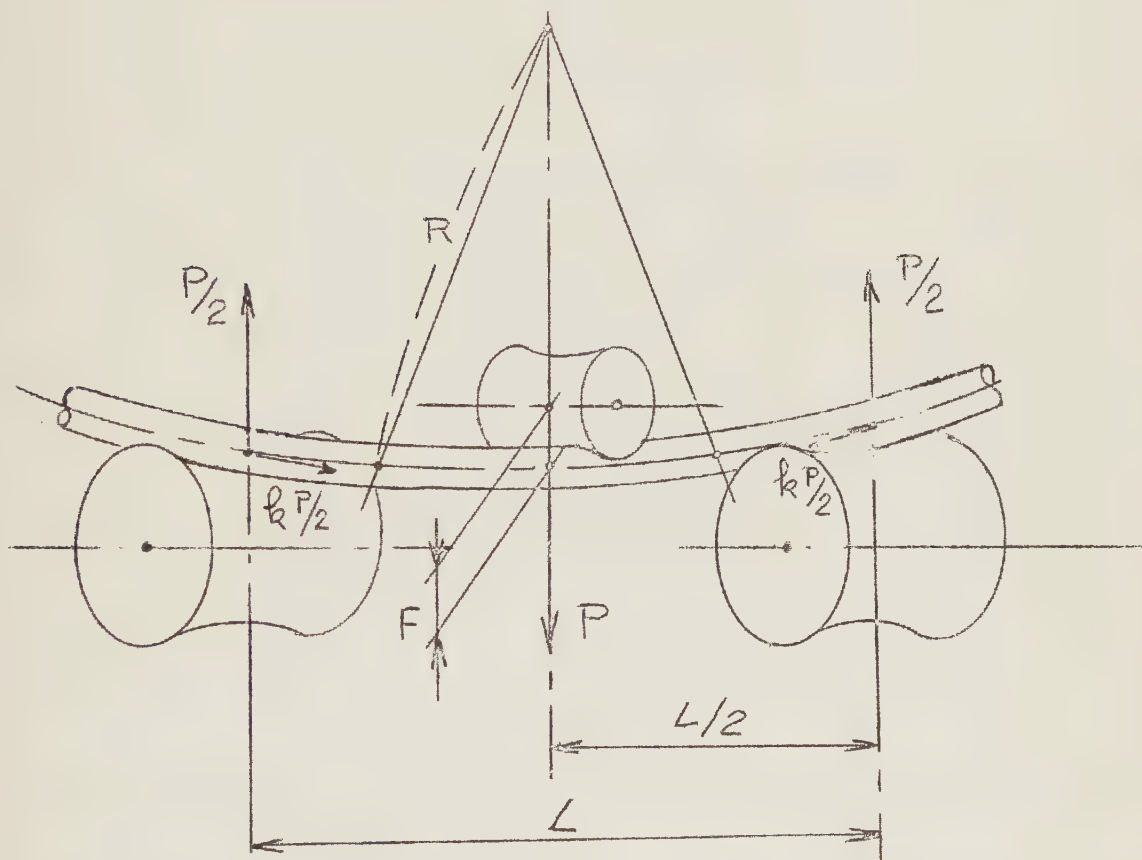


Figure n° 38

$$F = R - \sqrt{R^2 - \frac{L_o^2}{4}} + \left(\frac{L - L_o}{4} \right) \frac{L_o}{R}$$

ou encore, en portant la valeur de $R = \frac{y_A}{\delta}$ dans la formule, il vient :

$$F = \frac{L_0 \delta}{8 y_A} (2L - L_0)$$

Après enlèvement de l'effort de dressage, une relaxation de la barre se produit si l'allongement des fibres extérieures n'a pas été suffisant. D'autre part, l'effort central P se décompose en deux efforts $P/2$ sur les galets moteurs, et, par suite du frottement sur les appuis et de la courbure de ceux-ci deux efforts axiaux $kP/2$ prennent naissance. Ces forces $k P/2$ produisent un refoulement de métal qui tend à s'opposer à l'allongement de la barre en augmentant le diamètre de celle-ci d'une façon continue. Nous devons donc, pour ces raisons, lors d'une opération de redressage industriel, prendre pour valeur de la flèche f 1,4 à 1,5 fois la flèche élastique maximum.

b) - Moment de flexion à produire pour obtenir le redressage de la barre :

Le principe même du redressage nous fait imposer au produit à dresser une contrainte telle que, dans la région à redresser, la limite élastique du métal soit dépassée.

Le calcul du moment de flexion à produire pour redresser la barre se décompose comme suit :

Tout d'abord, calcul du moment de flexion dans le cas où toute la barre est élastique ; ce moment n'est évidemment d'aucune valeur pour le redressage de la barre, mais sa comparaison avec le moment calculé pour le domaine plastique nous permet de déduire le rapport qui existe entre eux.

Ensuite, nous calculerons le moment de flexion dans le domaine des déformations plastiques. De ces deux calculs, nous déduirons l'effort P à appliquer au galet de flèche et la longueur déformée plastiquement. Dans le cas le plus général où une partie de la barre est en déformations élastiques et l'autre partie en déformations plastiques, l'étude de la variation du moment résultant permettrait de situer la frontière des zones déformées.

En admettant que les valeurs de δ trouvées soient valables aussi bien pour l'extension que pour la compression, nous pouvons par raison de symétrie, envisager la répartition des tensions sur une demi-section (Fig. n° 39).

Considérons la figure ci-dessous

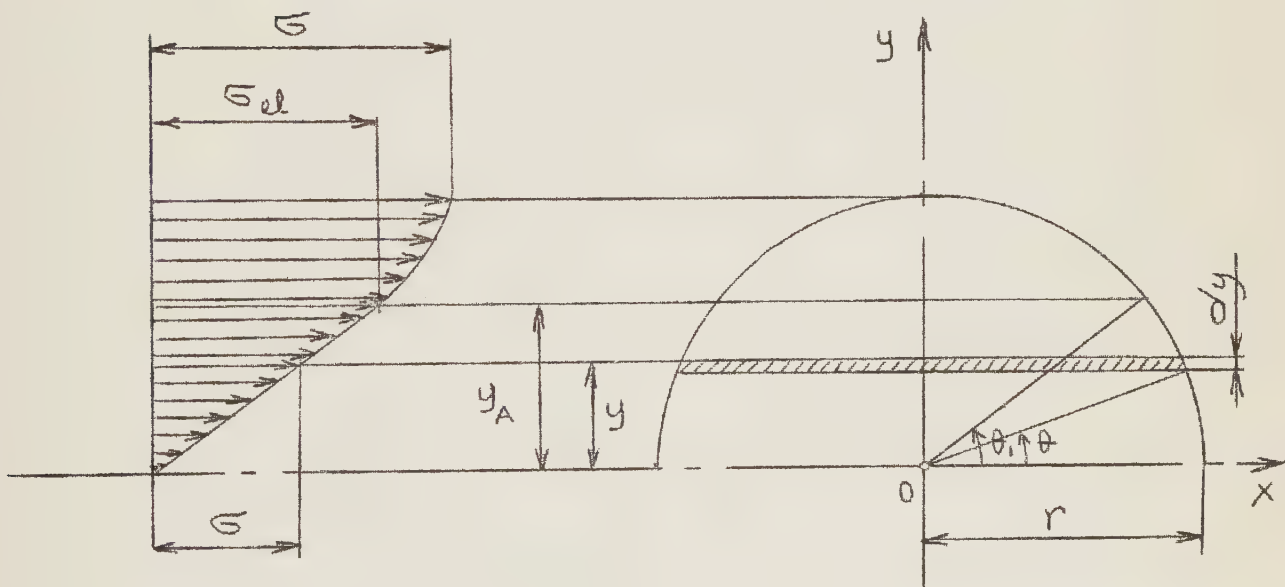


Fig. n° 39

Appelons $D = 2r$ le diamètre de la barre.

Soit $\sigma < \sigma_{el}$ une valeur de la tension par unité de surface, dans le domaine élastique.

L'effort sur une section infiniment petite de la barre est :

$$2 (\sigma r \cos \theta) dy$$

Le moment de flexion élémentaire a pour valeur :

$$M_f = (2 \sigma r \cos \theta) y dy$$

mais $y = r \sin \theta$ et $dy = r \cos \theta d\theta$

Le moment de flexion devient donc :

$$M_f = 2 \sigma r^3 \sin \theta \cos^2 \theta d\theta \quad (1)$$

Nous avons également : $\frac{y_A}{\sigma_{el}} = \frac{y}{\sigma}$

d'où $\sigma = \frac{\sigma_{el}}{y_A} r \sin \theta$

En portant cette valeur dans (1), il vient :

$$M_f = \frac{2 \sigma_{el} r^4}{y_A} \sin^2 \theta \cos^2 \theta d\theta$$

Intégrons cette équation entre les limites 0 et θ_1 (en doublant car il y a deux sections) :

$$M_f = \frac{4 \sigma_{el} r^4}{y_A} \int_0^{\theta_1} \sin^2 \theta \cos^2 \theta d\theta$$
$$M_f = \frac{\sigma_{el} r^4}{2 y_A} \left(\theta_1 - \frac{1}{4} \sin 4\theta_1 \right)$$

Dans le cas limite où toute la section de la barre est encore élastique

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} \quad \text{et} \quad y_A = r$$

Le moment de flexion est dans ce cas :

$$M_f = \frac{\pi r^3 \sigma_{el}}{4}$$

L'étude conduite au cours des précédents chapitres nous a montré que σ_{el} était valablement connue quelle que soit la machine utilisée puisque la parallèle à S menée à l'extrémité de la droite des allongements élastiques coupe les autres courbes sensiblement à l'origine de la déformation plastique.

Quittons maintenant le domaine des déformations élastiques pour celui des déformations permanentes.

Nous allons mettre à profit une remarque que nous avons faite au sujet des courbures de traction dans le cas des aciers (page 21 et courbe de traction de la page 20), à savoir qu'après le passage du point limite élastique nous entrons dans la région des grands glissements et que dans cette région l'allongement croît très sensiblement sans variation appréciable de la charge, celle-ci pouvant même osciller autour d'une valeur constante. On assiste alors à l'enregistrement d'une partie de courbe pouvant être considérée comme rectiligne et parallèle à l'axe des allongements. Autrement dit, au lieu de considérer la contrainte comme variant selon la loi de "Ludwig" déterminée, et ce calculer en conséquence le moment de flexion, nous pouvons en première approximation, admettre que la contrainte reste cons-

tante en fonction de l'allongement, ce qui en toute rigueur n'est valable que pour une faible portion de la courbe de traction. Néanmoins si nous considérons ceci comme valable, les calculs du moment de flexion sont considérablement simplifiés.

Appelons σ_1 cette valeur de la contrainte, de la même façon que précédemment nous établissons que le moment de flexion a pour valeur

$$M_{f_1} = \frac{4r^3 \sigma_1}{3} \cos^3 \theta_1$$

La répartition des domaines d'un échantillon fléchi vue au chapitre précédent révèle qu'au voisinage de la ligne neutre la contrainte σ en un point est constamment élastique quelle que soit la flèche prise par l'éprouvette. Néanmoins puisque nous cherchons une limite supérieure du moment de flexion, nous pouvons imaginer le cas limite où les points proches de la ligne neutre subiraient une déformation plastique, nous pouvons alors prendre $y_A = 0$, $\theta_1 = 0$ et le moment de flexion devient :

$$M_{f_1} = \frac{4}{3} \sigma_1 r^3$$

Comparons les deux moments nécessaires :

1er cas : Dans le domaine élastique où toute la barre est fléchie le moment a pour valeur :

$$M_f = \frac{\pi r^3 \sigma_{el}}{4}$$

(1)

2ème cas : Cas limite où la barre est supposée déformée plastiquement :

$$M_{f_1} = \frac{4 r^3 \sigma_1}{3} \quad (2)$$

Pour déformer plastiquement la barre, il faut nécessairement $\sigma_1 > \sigma_{el}$ prenons pour valeur supérieure : $\sigma_{el} + \varepsilon = \sigma_1$ (σ_{el} étant la contrainte élastique et ε un I.P.).

Remplaçons σ_1 dans (3) $M_{f_1} = \frac{4 r^3}{3} (\sigma_{el} + \varepsilon)$

Comparons les deux moments $\frac{M_{f_1}}{M_f} = \frac{16}{3\pi} \left(\frac{\sigma_{el} + \varepsilon}{\sigma_{el}} \right)$

à la limite le rapport $\left(\frac{\sigma_{el} + \varepsilon}{\sigma_{el}} \right) \Rightarrow 1$, il en

résulte que les deux moments sont dans le rapport 1,7.

Ces résultats sont assez voisins de l'expérience. En effet sur les courbes des moments de flexion nous avons retrouvé des rapports variant entre 1,42 et 1,5. Il semble que le moment maximum de flexion dans le domaine plastique tende asymptotiquement vers une limite égale à 1,5 fois le moment maximum de flexion dans le domaine élastique. Nous avons vu qu'à la limite il fallait un moment de flexion égal à $\frac{4}{3} \sigma_1 r^3$.

Considérons maintenant le tube comme une poutre reposant sur deux appuis et chargée en son milieu (Fig. 40)

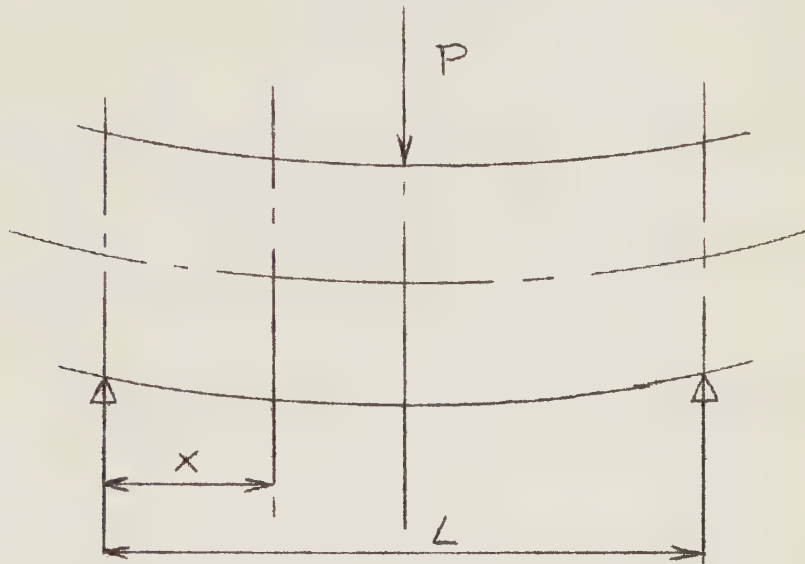


Fig. n° 40

Pour une section située à une distance x de l'un des appuis, le moment de flexion est $Px/2$ par définition.

Le moment d'inertie de la barre est égal à

$$I_v = \frac{\pi r^3}{4}$$

d'où

$$P = \frac{\pi r^3 G \ell}{2 x} \quad (3)$$

D'autre part le moment de flexion au centre de la poutre est par définition égal à $PL/4$.

Egalons cette valeur avec (2) afin de tirer P, il vient

$$P = \frac{16 r^3 \sigma_1}{3 L} \quad (4)$$

En égalant (3) et (4) il vient :

$$\frac{3 \pi \sigma_{el}}{16 \sigma_1} L = 2 X$$

Comme nous avons posé

$$\sigma_{el} + \varepsilon = \sigma_1 \quad \varepsilon \text{ étant un I.P.}$$

$$\text{d'où} \quad 2 X = 0,6 L$$

En résumé, avec l'hypothèse simplificatrice indiquée le moment de flexion maximum est donc égal à

$$M_{f_1} = \frac{4 r^3 \sigma_1}{3}$$

et, dans ces conditions la partie de la barre déformée plastiquement entre les appuis représente environ 40 % de la longueur L.

Nous observons ainsi qu'une première approche du redressage des profilés est possible de façon satisfaisante grâce à l'hypothèse simplificatrice sur la valeur de la contrainte dans la zone de Cottrell. Mais la situation asymptote de la barre sur appui et correspondant à une déformation plastique même au voisinage de la ligne neutre est certainement au delà de ce qui se passe réellement puisque nous trouvons un rapport de moments de 1,7 au lieu de 1,5 soit un excès de

13 %. Il est donc nécessaire, si l'on veut serrer le phénomène de plus près, de tenir compte de l'équation de Ludwig établie au chapitre 2.

Si nous calculons maintenant le moment de flexion total à l'aide de l'équation de Ludwig définie précédemment, ce moment de flexion est évidemment la somme de M_{el} et de M_{pA} (M_{el} représentant le moment élastique résiduel et M_{pA} la part du moment plastique) et les mêmes calculs que ce-dessus donnent :

$$M_f = \frac{\sigma_{el} r^4}{2 y_A} \left(\theta_1 - \frac{1}{4} \sin 4\theta_1 \right) + \frac{4 r^3 \sigma_{0A}}{3} \cos^3 \theta_1 + \frac{4 k_A \lambda^n r^{n+3}}{y_A^n} \int_{\theta_1}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta \sin^{n+1} \theta d\theta$$

D'autre part, il est intéressant de connaître pour quelle valeur de θ_1 on a l'égalité ci-dessous :

$$\frac{\sigma_{el} r^4}{2 y_A} \left(\theta_1 - \frac{1}{4} \sin 4\theta_1 \right) = \frac{4 r^3 \sigma_{0A}}{3} \cos^3 \theta_1 + \frac{4 k_A \lambda^n r^{n+3}}{y_A^n} \int_{\theta_1}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta \sin^{n+1} \theta d\theta$$

ou encore, puisque $y_A = r \sin \theta_1$,

$$\frac{\sigma_{el}}{2 \sin \theta_1} \left(\theta_1 - \frac{1}{4} \sin 4\theta_1 \right) = \frac{4 \sigma_{0A}}{3} \cos^3 \theta_1 + \frac{4 k_A \lambda^n}{\sin^n \theta_1} \int_{\theta_1}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \theta \sin^{n+1} \theta d\theta$$

En effet, l'expression de gauche représente la part du moment élastique résiduel et celle de droite la part du moment plastique. Or il est évident qu'il n'y aura redressage efficace que si le moment de flexion plastique imposé est supérieur au moment élastique résiduel. La connaissance de

cette valeur particulière de θ_1 , permet de fixer à partir de quelle valeur de y_A le redressage est possible.

L'intégrale ci-dessus a un exposant n fractionnaire. Elle ne peut être exprimée simplement. En effectuant un changement de variable et en posant $\sin \theta = t^{1/2}$ on obtient alors une intégrale en β incomplète, de la forme :

$$\int_{t_1}^1 t^{\alpha} (1-t)^{\beta} dt$$

dont les valeurs sont données dans les tables de PERSON (Cambridge). L'expression ainsi calculée nous conduit à une valeur de $\theta_1 = 40^{\circ} 16'$, c'est-à-dire un rapport $\frac{y_A}{r} = 0,645$ voisin de $2/3$ pour vérifier l'égalité ci-dessus.

Les diverses constantes du moment de flexion, déterminées lors des essais de traction du chapitre précédent sont connues. En calculant, à l'aide de cette valeur particulière de θ_1 , le moment de flexion plastique minima, on obtient tous calculs effectués :

$$m^t = 39,56 r^3$$

Le moment élastique maximum est connu, sa valeur littérale est égale à $\frac{\pi r^3 \sigma_{el}}{4}$

et dans notre cas $M_{el} = 32,97 r^3$

En comparant les deux moments, comme nous l'avons fait précédemment on obtient :

$$\frac{M}{M_{el}} = \frac{39,56}{32,97} \approx 1,2$$

valeur beaucoup plus vraisemblable que le rapport 1,7 trouvé précédemment à l'aide de l'hypothèse simplificatrice puisque l'expérience montre que le rapport du moment plastique maximum sur moment élastique maximum tend asymptotiquement vers 1,5. Il est donc logique de penser que le redressage correct se situera pour un rapport des moments compris entre 1 et 1,5 fois le moment élastique maximum.

Si pour tenir compte des réactions parasites de la barre à redresser et obtenir à coup sûr un redressage correct, nous fixons une valeur de θ , plus faible que la valeur particulière c'est-à-dire par exemple un rapport $\frac{y_A}{Y} = \frac{1}{5}$ le moment de flexion plastique ainsi calculé à pour valeur :

$$M^t = 45,028 Y^3$$

et le rapport

$$\frac{M}{M_{el}} = \frac{45,028}{32,97} = 1,35$$

Cette valeur du rapport $\frac{M}{M_{el}}$ nous semble très convenable pour des opérations de redressage industriel, elle est supérieure d'une dizaine de pour cent à la valeur minimum calculée à l'aide des équations de Ludwig. En adoptant cette dernière valeur, nous trouvons que le moment de flexion ainsi déterminé est donc inférieur d'environ 20 % à celui calculé à l'aide de l'hypothèse simplificatrice.

c) - La vitesse :

L'hypothèse simplificatrice conduit à penser que la zone plastique a une valeur de 40 % de la longueur L entre appuis, alors que les divers essais que nous avons réalisés à l'aide de jauges de contraintes fixées sur des barres rondes, dans des conditions aussi voisines que possible du redressage industriel, indiquent que la longueur déformée plastiquement est sensiblement égale à trois fois la hauteur h du barreau fléchi.

Ce point est d'une extrême importance car il permet de déterminer la vitesse maxima de la machine qui est sa **caractéristique** essentielle. Jusqu'à présent cette vitesse était fixée arbitrairement, dans le but d'aller de plus en plus vite pour diminuer le coût de l'opération de redressage.

Si l'on ne tient pas compte des glissements pouvant se produire entre la barre et les galets, le croquis ci-dessous (Fig. n° 41) montre que la vitesse linéaire du galet peut se décomposer en une vitesse d'avance et une vitesse de rotation du tube.

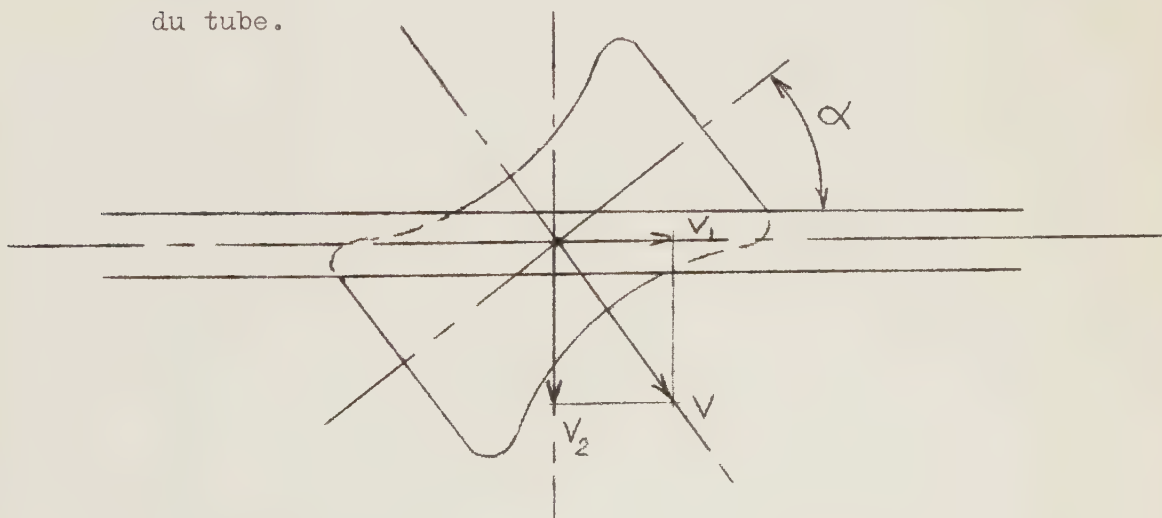


Fig. n° 41

Appelons V = Vitesse linéaire du galet

V_1 = Vitesse d'avance du tube

V_2 = Vitesse linéaire du tube

$2r$ = diamètre du tube

N_2 = nombre de tours du tube

La vitesse linéaire du tube est égale à :

$$V_2 = 2\pi r N_2$$

et :

$$V_1 = V_2 \operatorname{tg} \alpha$$

Dans le cas où $N_2 = 1$, l'avance du tube par tour est égale à

$$2\pi r \operatorname{tg} \alpha \quad (1)$$

L'équation 1 montre également que pour obtenir une vitesse de redressage déterminée avec un angle faible, il faut augmenter V_2 donc N_2 . Les vitesses de rotation des produits sur leur axe peuvent alors être si élevées que des fouettements importants se produisent dans la goulotte d'entrée, détériorant goulotte et produit à dresser. L'inclinaison de base de cette machine est de 45° , la vitesse de sortie maximum étant de 120 m par mn. La vitesse de rotation maximum de la barre est de 450 tours/mn environ.

Nous avons dit que la barre à redresser avançait en tournant sur elle-même et que de ce fait elle subissait successivement des contreflexions dans tous les plans radiaux de sa section. Pour être certain d'avoir déformé plastiquement toute la barre, donc d'obtenir le meilleur redressage possible, il faut nécessairement que la distance parcourue en un tour de

barre, autrement dit que la vitesse d'avance de la barre, soit telle que lorsque la barre tourne une fois sur elle-même, elle progresse sur son axe d'un espace égal à la longueur de la zone déformée plastiquement. Nous obtiendrons ainsi une déformée continue hélicoïdale intéressant toute la barre.

Connaissant la distance d'appui L entre galets moteurs, nous pouvons trouver, dans le cas de l'hypothèse simplificatrice, la longueur déformée plastiquement. Elle est égale à pour cette machine à 224 mm. La barre à redresser tournant à 450 tours par minute, ceci correspond à une vitesse linéaire d'avance de 120 m par mn. Si nous tenons compte du fait que la longueur réelle de la partie déformée est non plus égale à $0,4 L$ mais à trois fois la hauteur de la barre, pour le cas considéré la longueur déformée plastiquement est de 150 mm, la vitesse de rotation étant fixée à 540 tours par minute la vitesse linéaire correcte de redressage sera égale à 81 mètres par minute au maximum, soit environ 30 % inférieure à la vitesse actuelle.

On pourrait penser qu'il suffit de diminuer la longueur L pour que 40 % de L soit égal à $3 H$ et que l'hypothèse simplificatrice donne des résultats corrects. Il n'en est rien malheureusement car techniquement la machine a été réduite à un degré de compacité tel que l'écartement minimum compatible avec la réalisation des pièces est pratiquement atteint. Si au contraire, l'on augmente la longueur L , l'hypothèse simplificatrice indique des longueurs déformées encore beaucoup plus grandes par rapport à la réalité ce qui conduit à surestimer les vitesses de redressage.

En conséquence, il nous semble souhaitable que les calculs du nombre d'impulsions de redressage par minute, autrement dit de la vitesse linéaire d'avance de la barre à redresser soient fait en tenant compte d'une longueur de zone déformée plastiquement égale à 3 fois la hauteur de la barre. Il convient d'ajuster en conséquence les vitesses de rotation compatibles avec le fouettement dans la goulotte d'amenée pour obtenir un redressage correct.

C O N C L U S I O N

L'étude de la déformation plastique des métaux nous a conduit à examiner la traction simple d'une éprouvette et à mettre en évidence une erreur systématique dans la mesure des allongements enregistrés par les machines actuellement en usage. Nous avons réalisé un appareil de mesure simple, fidèle et suffisamment précis. Nous avons ensuite trouvé pour la contrainte une expression analogue à celle de Ludwig $\sigma = \sigma_0 + k \delta^n$ dont nous avons précisé les coefficients valables pour l'acier XC 38. Passant à la flexion des éprouvettes nous avons réalisé un dispositif permettant la mesure du moment de flexion en fonction de la flèche prise par l'échantillon.

L'interprétation de ces résultats nous a amenés à préciser la distribution des contraintes par l'emploi de jauges convenablement réparties sur la pièce ; nous en avons déduit une hypothèse sur la forme d'équilibre de la pièce fléchie et considéré qu'une zone de longueur égale à 3 fois la largeur de la pièce intervenait dans les déformations plastiques. Nous avons alors obtenu un moment de flexion calculé correspondant au moins à 8 % près avec le moment réel enregistré. Le calcul conduit à partir de la micromachine donne évidemment des résultats aberrants surtout pour des flèches faibles. Les jauges nous ont également montré que la convention habituellement adoptée en flexion élastique, définissant une forme circulaire pour la barre fléchie et suivant laquelle l'allongement longitudinal est constant pour les points équidistants de la ligne neutre n'est pas valable. Les points voisins de l'axe d'effort étant beaucoup plus perturbés que les points situés

près des appuis. L'asymétrie observée sur la couche photo-élastique entre l'ensemble des zones comprimées voisines de l'axe d'effort et celui des zones étirées est certainement due à la présence des appuis qui perturbent le domaine voisin.

Enfin nous avons tenté de définir à la suite de nos travaux, comment modifier une machine à redresser existante afin de lui donner un meilleur rendement.

Nous en avons conclu que sans changer la disposition actuelle des galets, rendue d'ailleurs difficile par suite de l'extrême compacité du bâti, il suffisait de limiter la vitesse de passage du produit à redresser d'environ 30 % pour en augmenter la qualité tout en diminuant le moment de flexion d'environ 20 %.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) - PELOU : Les aciers de fabrication française
Ed. Sciences et industrie 1956

- (2) - O. GRARD et J. COURNOT :
Métaux et alliages
Ed. Berger et Levrault T. 1 page 89

- (3) - CRUSSARD : Rapport entre la forme exacte des courbes de
traction et les modifications concomitantes de
leur structure
Revue de la métallurgie - L - n° 10 1953

- (4) - P. BASTIEN - A. POPOFF - P. AZOU :
Les déformations localisées en traction simple
et leur rôle dans la formation de la striction
Revue de la métallurgie XLIX n° 11 - 1952

- J. PLUSQUELLEC : Thèse Ing. Docteur PARIS 1959

- (5) - P. AZOU : Les déformations plastiques en traction simple.
Conséquences pratiques
Mémoires Scientifiques de la Métallurgie LVII n° 6
1960 p. 482-483

- (6) - COTTRELL A.H. : Métallurgie structurale théorique
Dunod Ed. PARIS 1955

- (7) - P. AZOU : Les déformations plastiques en traction simple
M.S. et Revue de la Métallurgie p. 482 - 1960

- (8) - P. LUDWIG : Elemente der technologischen mechanik
Berlin 1909
- (9) - HOLLOMON J.H. : AIMME Met. Techn. (1945) TP n° 1879
- (10) - BRIDGMAN P.W. : Trans. ASM 32 (1944) 553
- (11) - P. CRUSSARD : Rapport entre la forme exacte des courbes de traction et les modifications concomitantes de leur structure.
Revue de la Métallurgie - L - n° 10 p. 699 1953
- (12) - C. ARBEL : Le tracé rationnel des courbes de traction et ses applications d'après les travaux américains récents.
Revue de la Métallurgie XLV n° 8
- (13) - HENRI de LEIRIS et P. BASTIEN :
Détermination de la pression d'éclatement d'une capacité à partir des caractéristiques du métal à la traction
Revue de la Métallurgie L n° 10 1953
- (14) - J.L. WALMSLEY : Spherical shells subjected to internal pressure and low temperatures
Weld Res. Suppl. de Thé Weld. Journ. (March 1951)
- (15) - TIMOSCHENKO - GOODIER : Théorie de l'élasticité p. 115
Lib. Polytechnique BERANGER 1961
- (16) - O. PALMESKI et WERNER LUEG : Das elastisch - plastische biegen von Rundstäben und seine anwendung auf den Richtvorgang in Dreiwalzen.
Stahl und Eisen n° 25 Dec. 1959 - p. 1854

DEUXIEME THESE

Propositions données par la Faculté :

TECHNIQUES DES MICROMODULES

Vu et approuvé :
DIJON, le 7 juin 1966

Le Doyen,

R. CIRY

Vu et permis d'imprimer :
DIJON, le 28 juin 1966

Le Recteur de l'Académie de DIJON,

M. BOUCHARD

